

**ANÁLISIS Y EVALUACIÓN PARA EL
DIMENSIONAMIENTO DEL CASCO DE UN REMOLCADOR
INTEROCEÁNICO Y SU SISTEMA PROPULSOR**

VICTOR DANIEL BRIONES MARTINEZ-APARICIO

**Tesis presentada como requisito para optar el título de
Ingeniero Mecatrónico**

DIRECTOR

ING VLADIMIR QUIROZ

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
MECATRÓNICA**

CARTAGENA

2009

Cartagena de indias, 08 de mayo de 2009

Señores:

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR (UTB)

Atn. Dirección de ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Facultad de Ingeniería

Ciudad

Ref.: Presentación de tesis titulada “Análisis y evaluación para el dimensionamiento del casco de un remolcador interoceánico y su sistema propulsor”.

Apreciados Señores:

Con el fin de que sea evaluada como trabajo de grado para la obtención del título de ingeniero mecatronico me permito poner a su consideración la siguiente tesis titulada **“Análisis y evaluación para el dimensionamiento del casco de un remolcador interoceánico y su sistema propulsor”**, dando así cumplimiento a las normativas y requisitos exigidos por la UTB.

En espera de su atención quedo de usted.

Víctor Daniel Briones Martínez-Aparicio

Cód.: 200306500

**ANÁLISIS Y EVALUACIÓN PARA EL
DIMENSIONAMIENTO DEL CASCO DE UN REMOLCADOR
INTEROCEÁNICO Y SU SISTEMA PROPULSOR**

VICTOR DANIEL BRIONES MARTINEZ-APARICIO

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
MECATRÓNICA**

CARTAGENA

2009

RESUMEN

En el siguiente documento se hace un análisis y evaluación para el dimensionamiento de un remolcador interoceánico y su sistema propulsor.

Tiene como objetivo general pre-diseñar un casco con su respectivo sistema propulsor, para atender embarcaciones de 200 a 250mts de eslora.

Debido a la globalización mundial, y diferentes acuerdos comerciales que Colombia ha firmado con países aliados, cada día aumenta el volumen de cargas de importación y exportación por vía marítima, es por esto que se hace necesario contar con remolcadores cuya capacidad de tiro (*bollard pull*) debe estar por encima de los 40TBP para atender embarcaciones de 200 a 250mts de eslora, estos valores de *bollard pull* son los exigidos por la ley Colombiana.

El análisis y la evaluación consta de 8 capítulos en donde se desarrolla el diseño; el primer enfoque es hacia el contexto teórico, en el cual encontramos autores con sus respectivas teorías, así como también, encontramos leyes y normas que rigen estos diseños, al terminar de analizar las teorías entramos a evaluar cómo se va a desarrollar el diseño del casco, teniendo como conclusión las dimensiones y características principales de este y su respectivo sistema propulsor.

El segundo enfoque es hacia el contexto práctico, es decir, el valor monetario de la construcción del diseño, analizando también los tiempos de construcción, el personal necesario para realizar la construcción, teniendo en cuenta desde el personal administrativo hasta las cuadrillas de trabajo en campo, entre otros.

Como resultado del análisis y la evaluación encontramos las bases de diseño correspondientes a las dimensiones principales del remolcador, las líneas de forma, así como también, la cartilla preliminar de estabilidad estática de la moto nave, el sistema propulsor preliminar y se presenta un análisis de costos preliminares del proyecto. Siendo la conclusión relevante de este proyecto, que en

Colombia si se pueden diseñar buques de calidad, totalmente clasificados, para su posterior construcción y algo importante es que el costo del proyecto seria económico en comparación con lo que se encuentra en el mercado internacional, puesto que se está hablando de alrededor de un 30% de economía.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE TABLAS.....	4
LISTA DE FIGURAS	5
LISTA DE ANEXOS.....	7
INTRODUCCION.....	8
1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	13
2 OBJETIVOS	14
2.1 OBJETIVO GENERAL:.....	14
2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	14
3 ANTECEDENTES Y JUSTIFICACION	15
4 DESARROLLO DEL DISEÑO	18
4.1 TERMINOLOGÍA NAVAL	23
4.1.1 Terminología usada en el diseño.....	26
4.1.2 Terminología Usada para el Cálculo.	33
4.2 REQUERIMIENTOS DEL ARMADOR O CLIENTE.....	38
4.3 DIMENSIONES PRINCIPALES.....	39
4.4 RELACIONES DIMENSIONALES.....	41
4.5 ESTABILIDAD	54
4.6 SISTEMA PROPULSOR.....	63
4.6.1 RESISTENCIA.....	64
4.6.2 <i>BOLLARD PULL</i> REQUERIDO PARA REMOLCADORES.....	71
4.6.3 CÁLCULO DE LAS HÉLICES	74
4.7 CÁLCULOS.....	77
4.7.1 Líneas de forma.....	80
4.7.2 Cálculos preliminares de estabilidad estática.....	82
4.7.3 Cálculos preliminares de propulsión.....	84
5 RECURSOS	96

5.1	PERSONAL	97
5.2	MATERIAL	98
6	IMPACTO AMBIENTAL.....	100
7	ANALISIS DE GÉNERO.....	101
8	CONCLUSIONES	102
9	RECOMENDACIÓN	103
10	BLIBLIOGRAFIA	104

LISTA DE TABLAS

TABLA 1. Valores de k, para el cálculo del tiro a punto fijo	42
TABLA 2. Valores para los coeficientes de la formula de H.E.Saunders, para encontrar el coeficiente prismático longitudinal	53
TABLA 3. Valores de K_3	78
TABLA 4. Dimensiones principales	80
TABLA 5. Clasificación según DIMAR.....	80
TABLA 6. Medidas Semimangas.....	82
TABLA 7. Fracción de resultados de estudio de estabilidad estática preliminar ...	83
TABLA 8. Datos para cálculo de resistencia	85
TABLA 9. Resultados de resistencia	87
TABLA 10. Resultados de cálculos para determinar la potencia.....	88
TABLA 11. Gama de revoluciones a diferentes velocidades.....	92
TABLA 13. Condición de empuje	94
TABLA 14. Resultados de propulsión Software SPROB	95
TABLA15. Costos preliminares para la construcción del casco y su sistema propulsor	97
TABLA 16. Personal para la construcción.....	98
TABLA 17. Análisis de género.....	101

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Espiral de diseño según Evans.....	19
Figura 2. Espiral de diseño según Evans y Drumond.....	20
Figura 3. Espiral de diseño según Pinkster.....	20
Figura 4. Diagrama de T.LAMP.....	22
Figura 5. Buque.....	23
Figura.6 Equilibrio estable.....	24
Figura.7 Equilibrio inestable.....	25
Figura.8 Equilibrio indiferente.....	25
Figura 9. Plano de líneas de agua.....	26
Figura 10. Sección del buque.....	27
Figura 11. Plano de forma de un buque.....	30
Figura 12. Plano Perfil.....	30
Figura 13 Plano de Semimangas.....	31
Figura 14. Plano de cuerpo.....	32
Figura 15. Esquema Estructura de Estación.....	32
Figura 16. Plano del Buque Circunscrito en un paralelepípedo.....	34
Figura 17. Plano de aguas del buque.....	35
Figura 18. Estabilidad Transversal del Buque.....	37
Figura 19. Estabilidad Longitudinal del Buque.....	38
Figura 20. Curvas para remolcadores tradicionales.....	40
Figura 21. Calculo de B, D,C y Cpp en función de Lpp.....	44
Figura 22. Calculo de B,C,D en función de Lpp, según kritinsson.....	45
Figura 23. Cálculo del desplazamiento en función de la eslora.....	47
Figuras 24 y 25. Curvas de peso de motor principal.....	49
Figura 27. Peso de reductores TACKE “DSN”.....	50
Figura 28. Peso de reductores TACKE “HSC”.....	50

Figura 29. Peso de Reductores TACKE “DS”	51
Figura 30. Buque en equilibrio.....	55
Figura 31. Par de estabilidad GZ positivo	56
Figura 32. Par de estabilidad GZ negativo.....	56
Figura 33. Brazo del par de estabilidad para pequeñas inclinaciones.....	57
Figura 34. Curva de estabilidad convención de TORREMOLINOS.....	61
Figura 35. Componentes de la resistencia del buque.	64
Figura 36. Potencias en el sistema propulsor.....	68
Figura. 37 Desplazamiento helicoidal.....	76
Figura 38 Representación de las formas de un buque en el espacio.....	81

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. RESOLUCIÓN 0138, del 29 de abril de 2005.

ANEXO 2. FOTOS DE REMOLCADORES

ANEXO 3. PLANO CON TERMINOLOGIA USADA EN EL DISEÑO.

ANEXO 4. REQUISITOS CASAS CLASIFICADORAS

ANEXO 5. DIAGRAMA DE LA SERIE WAGENINGEN

ANEXO 6. DIAGRAMA PARA K_T , $10K_Q$, J (PROPULSION)

ANEXO 7. ECUACIONES TROOST.

ANEXO 8. CRONOGRAMA DE CONSTRUCCION.

ANEXO 9. CURVAS DE ESTABILIDAD PRELIMINAR.

ANEXO 10. PLANO DE LÍNEAS DE FORMAS.

INTRODUCCION

En este documento se encuentra una breve explicación de lo que es un remolcador, así como un resumen que explica los tipos de remolcadores más destacados en Colombia, centrándose en las diferentes clasificaciones, así como la clasificación según el tipo de propulsión.

Posteriormente se explica el desarrollo del diseño, el cual consta de varios ítems tales como: Terminología naval, requerimientos del armador, dimensiones principales, relaciones dimensionales, estabilidad, sistema propulsor, *bollard pull* y por último los cálculos. También se expone sobre los recursos necesarios para llevar este diseño a la realidad, es decir, su construcción, teniendo en cuenta, desde el personal administrativo, hasta las cuadrillas de trabajo de campo; Así como también se hace un análisis de los materiales necesarios para llevar a cabo dicha construcción.

Al terminar de exponer los recursos, vemos brevemente el impacto ambiental que produciría este proyecto al ser construido, siendo este impacto más positivo que negativo.

Por otra parte, se sabe que el entorno social actual, da una gran participación a la mujer, dándole protagonismo en el ámbito económico, político, cultural; La mujer en las últimas décadas, se ha integrado con liderazgo en el campo laboral, adentrándose en el trabajo de campo, sin que exista discriminación de género o raza, es por esto que considero muy importante hacer un análisis de género donde revisemos el papel que juega la mujer en el ámbito ingenieril.

1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Debido a la globalización mundial, y diferentes acuerdos comerciales que Colombia ha firmado con países aliados, cada día aumenta el volumen de cargas de importación y exportación por vía marítima, con lo cual los muelles y puertos Colombianos, se han visto abocados a ampliar su infraestructura y servicios para prestar una asistencia acorde con lo exigido a nivel mundial para lo cual cada muelle debe contar con remolcadores y buques de asistencia modernos para atender esta demanda.

Las embarcaciones que actualmente transportan la carga de importación y exportación son de más de 200mts de eslora; Por la resolución 0138, del 29 de abril de 2005¹, promulgada por la autoridad marítima, “por la cual se dispone el uso de remolcadores y se establecen criterios de seguridad en maniobras de asistencia”, en el artículo 17 disponen que para poder atender embarcaciones a partir de 200mts de eslora, es necesario contar con remolcadores cuya capacidad de tiro (*bollard pull*, ver ITEM 4.7) debe estar por encima de los 40TBP.

¹ ANEXO 1

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL:

- Realizar el Pre-diseño del casco de un remolcador, con su respectivo sistema propulsor, para atender embarcaciones desde 200mts a 250mts de eslora.

2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar las líneas de forma que constituyen la base para realizar los cálculos de estabilidad preliminar.
- Calcular la estabilidad estática necesaria para determinar la flotabilidad, maniobrabilidad y operación del remolcador
- Calcular las potencias y características preliminares del sistema propulsor, que permita el buen desplazamiento y operación del remolcador.
- Calcular el presupuesto de construcción del casco, montaje y puesta en marcha del sistema propulsor.

3 ANTECEDENTES Y JUSTIFICACION

El análisis específico y la evaluación propuesta (para el dimensionamiento de un casco de remolcador interoceánico y su sistema propulsor) son de gran relevancia porque busca mediante la aplicación de la ingeniería, identificar los elementos claves requeridos para diseñar artefactos navales.

Para abordar este diseño se hace pertinente implementar conceptos básicos de ingeniería, poseer experiencia en el área naval, y tener un marco referencial con el cual trabajar.

Los buques auxiliares² o de servicio tienen como objetivo dar apoyo o ayuda a otros tipos de buques, por ejemplo mantener abiertas las rutas de navegación, limpieza de aguas, facilitar las maniobras de atraque o desatraque.etc.

La principal misión de estos buques es producir fuerza, denominada tracción o empuje, que tradicionalmente ha sido empleada para:

- ayudar a amarrar los buques a un puerto,
- transportar objetos flotantes,
- luchar contra incendios,
- salvamento de buques ó naufragos, y
- posicionamiento y mantenimiento de boyas.

El servicio de remolque ha ido incrementando su dificultad, en las operaciones portuarias por el aumento y la especialización de las embarcaciones que requieren que los tiempos de maniobra se reduzcan drásticamente; estos


² ANEXO 2

requisitos han influido en el diseño de remolcadores, que deben reunir las características de fiabilidad y facilidad en todas sus maniobras

Al tratar de dar una definición de remolcador se puede decir que es un gancho de remolque que a través de un cabo o cable suministra al remolque la tracción adecuada. Esta tracción requiere de una potencia, que debe situarse en el remolcador. Además la tracción genera un momento de vuelco el cual debe ser soportado sin riesgo por el remolcador. Por lo tanto, el remolcador óptimo es el buque más pequeño que dispone de la potencia necesaria para suministrar la tracción o el tiro requerido, manteniendo unas condiciones adecuadas de estabilidad.

En principio, podemos distinguir tres categorías de remolcadores:

- Remolcadores convencionales con hélices y timones: son empleados mundialmente con estándares modernos; sin embargo tienen serias limitaciones que los hacen peligrosos en algunas ocasiones, sus características distintivas son:
 - la tradicional planta propulsora y de gobierno
 - la posición de su gancho de remolque
- Remolcadores con sistemas omnidireccionales en popa (*Azimuth stern drive-ASD*).: estos remolcadores son cada vez más populares y comúnmente se les conoce como Schottel que es la marca registrada de un sistema de propulsión omnidireccional; la propulsión y el gobierno se logran mediante el direccionamiento de la corriente de expulsión de dos hélices. Estos remolcadores pueden ser utilizados desde dos puntos distintos de tracción:
 - Desde el gancho de remolque como un remolcador convencional.
 - Desde un guinche ubicado en la proa a través de una “boca de lobo”³.

³ Boca de lobo: agujero ovalado, reforzado, que hace parte de la borda de la embarcación, por el cual pasa el cabo, con esto se mantiene la maniobra direccionada 

Cuando el remolcador es utilizado tirando desde el gancho de remolque se comporta como uno convencional, pero con una maniobra muy superior, cuando trabaja sujeto desde su proa emplea todo su potencial.

Este método denominado “*push -pull*” (empuja-tira), ya que virtualmente tiene toda su eslora convertida en un brazo de palanca, logrando con ello un excepcional efecto sobre el asistido.

- Remolcadores con sistemas omnidireccionales a proa de la sección maestra (*tractor tugs*): Estos remolcadores tienen un diseño totalmente innovador los motores se encuentran a popa de los propulsores y pueden ser omnidireccionales a hélices o cicloidaes. Estos remolcadores fueron desarrollados por las empresas schoottel y voith Schneider entre 1950 y 1960 y sorprendieron tanto por su revolucionario concepto de propulsión como por su asombrosa maniobrabilidad.

Este sistema tractor es sumamente efectivo ya que combina desarrollos tecnológicos que dan la capacidad de detener al buque rápidamente. Comúnmente se les denomina “modo indirecto de remolque” o efecto paracaídas y es muy utilizado para asistir al gobierno de buques de gran calado cuando se los escolta.

4 DESARROLLO DEL DISEÑO

De acuerdo al Diseñador, Doctor en ingeniería naval, Mischke Charles R., en su libro, Introducción al diseño auxiliado por computadora, Centro Regional de Ayuda Técnica AID, 1971. Define que “Diseñar es especificar con precisión la forma en que ha de ejecutarse una determinada tarea. Para especificar se requiere poder creador y comprensión. La comprensión se basa en la experiencia y se codifica en el análisis, mediante el uso de técnicas matemáticas deductivas y empíricas. Si un diseñador procede como sigue, es decir:

1. Define sus problemas en términos cuantitativos;
2. Decide como habrá de reconocer una solución satisfactoria;
3. Decide como reconocerá el mérito de la solución, y ordena sus soluciones en consecuencia;
4. Genera alternativas (posibles soluciones);
5. Por medio de análisis, descarta las alternativas no factibles y conserva las factibles;
6. Toma una decisión, y la pone en ejecución,”

El ingeniero estará entonces procediendo de una manera completamente compatible con las capacidades de las facilidades con que actualmente cuenta para ejecutar su trabajo especialmente en el uso de la computadora de tipo personal que encuentra fácilmente en el mercado.

Los pasos que involucran el proceso de diseño de una nave pueden ser integrados en una Figura conforme lo presentara el profesor Evans del M.I.T (1959). La espiral presenta como característica la de volver a revisar cada una de las etapas después de cumplirse un giro o ciclo y estrechar (acelerar) esta revisión

de las etapas hasta llegar a la propuesta final del diseño. Ver figura 1 espiral de diseño según Evans.

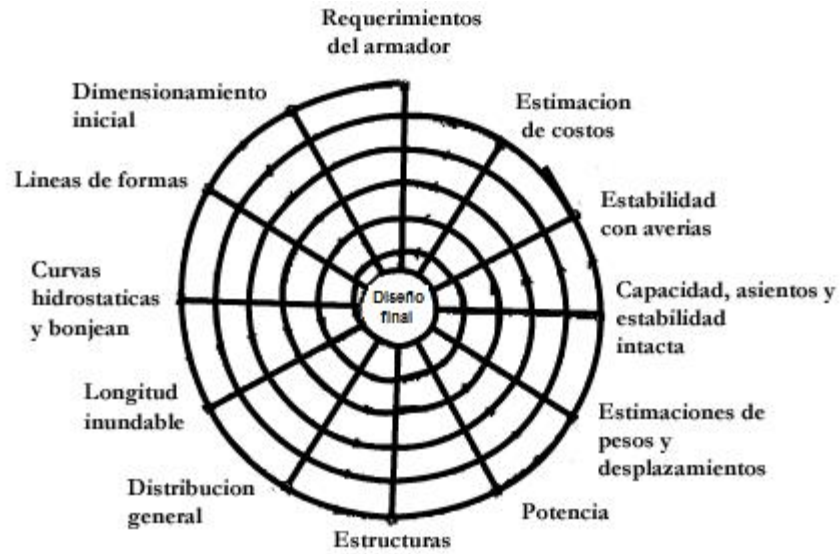


Figura 1. Espiral de diseño según Evans.

En 1976, Evans y Drumond presentaron una espiral para el diseño conceptual (Primer ciclo de la espiral) para luego pasar al desarrollo conceptual y de allí a un tercer paso de la validación conceptual. Ver figura 2 espiral de diseño según Evans y Drumond.

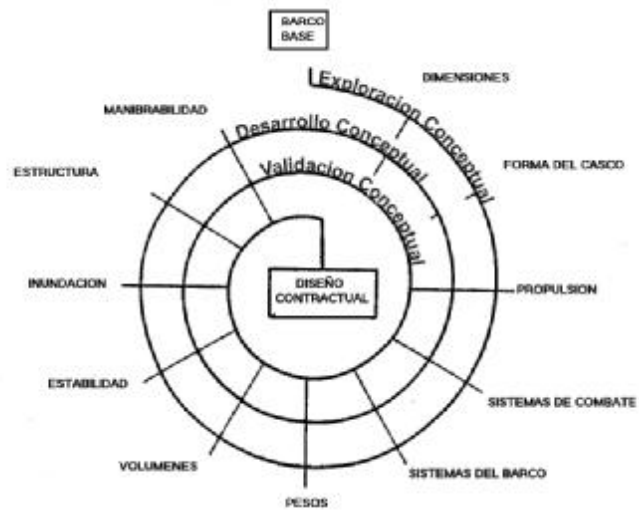


Figura 2. Espiral de diseño según Evans y Drumond

La espiral ha sido actualizada por Pinkster (1992), para incluir los pasos que actualmente involucran el proceso del diseño. Ver figura 3 espiral de diseño según Pinkster.

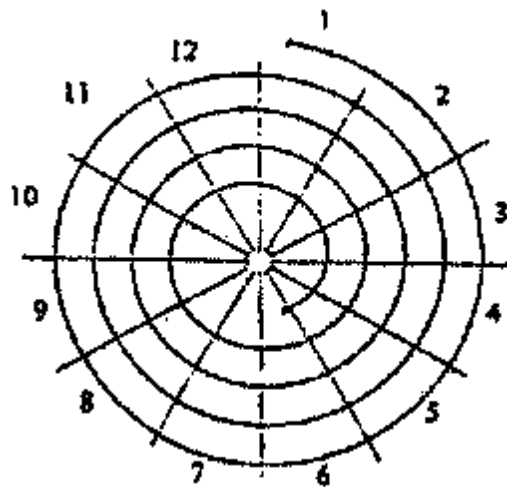


Figura 3. Espiral de diseño según Pinkster

- 1.- Plano de distribución general
- 2.- Dimensiones principales
- 3.- Volúmenes de tanques y bodegas de carga
- 4.- Pesos del barco y desplazamiento
- 5.- Resistencia y propulsión
- 6.- Estabilidad y asientos
- 7.- Francobordo
- 8.- Sonido y vibración
- 9.- Movimiento del buque y maniobrabilidad
- 10.- Esfuerzos y fatigas
- 11.- Seguridad y medio ambiente
- 12.- Información tecnológica (Manejos de datos de diseño)

Los pasos 1 a 7 pueden considerarse como los tradicionales mientras que los pasos 8 a 12 son las nuevas tendencias en la práctica de diseño naval.

Otra forma de representar los pasos que se involucran en el proceso de diseño naval es la que nos da T. Lamb, y que toma en consideración los resultados de una optimización económica y que recomienda la realización de un diagrama (sketch) de la distribución inicial para ayudar a realizar cálculos y estimaciones de pesos, así como la división del proceso en tres ramales que pueden ser realizados por equipos diferentes. Ver figura 4 diagrama de T.Lamb.

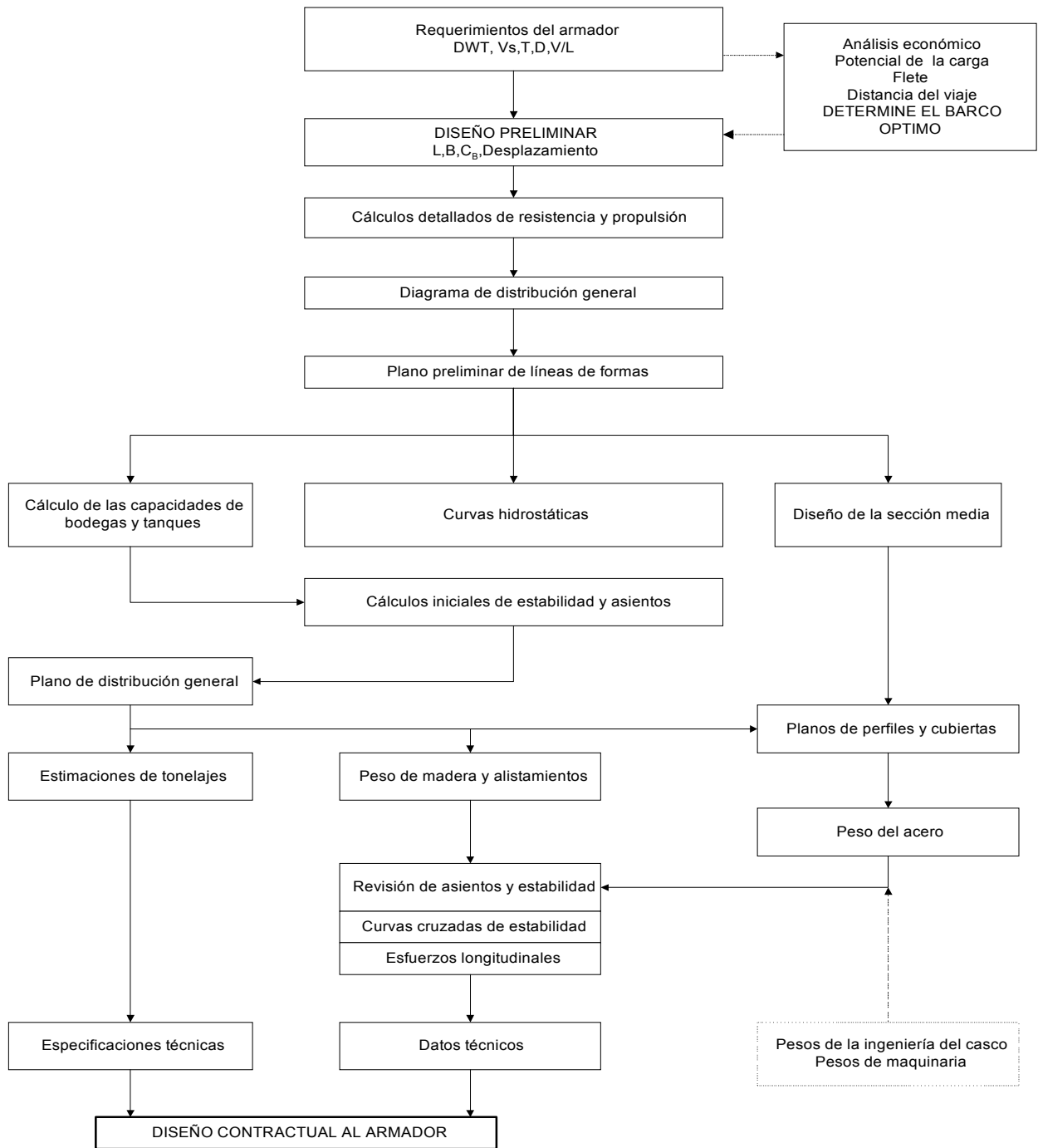


Figura 4. Diagrama de T.LAMP

4.1 TERMINOLOGÍA NAVAL

En la Arquitectura naval hay cientos de términos. Sin embargo asociaciones de normas **las** han clasificado de acuerdo a la utilidad y posición que desempeña cada elemento; en el presente trabajo, basado en las divisiones existentes y el léxico usado en nuestro medio naval se clasifican así:

1 - Terminología usada para diseño

2 - Terminología usada para cálculo

Antes de entrar a especificar dichas terminologías describiremos que es un buque desde el punto de vista de la Arquitectura Naval.

Buque: Es un cuerpo geométrico de formas definidas que al ser cortado por un plano longitudinal a todo lo largo de su extensión, que pase por su centro medio lo divida en 2 partes iguales y que cumpla con los siguientes condiciones. Ver Figura 5 buque.

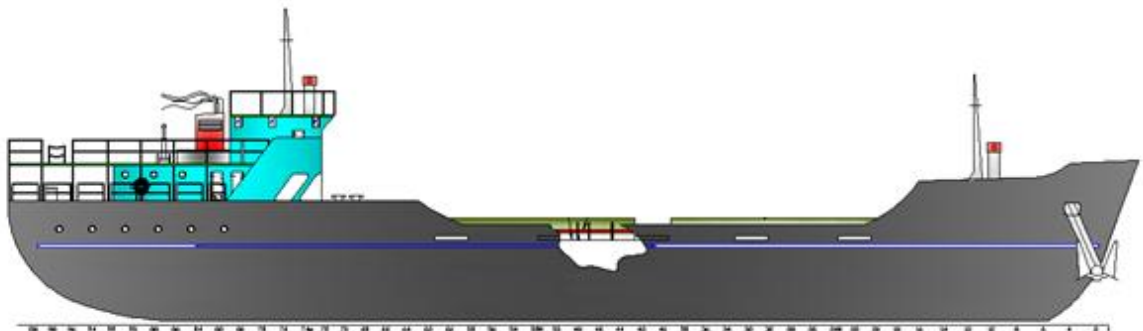


Figura 5. Buque

Flotabilidad: propiedad basada en cualquiera de los principios de diseño de casco, sea el de Arquímedes (casco de desplazamiento), principio de planeación (casco planeación).

Arreglo Estructural: El arreglo estructural es de tal forma que la viga buque soporte los esfuerzos por el accionar de las olas, fuerza del viento, es decir el arreglo estructural de un buque debe ser capaz de responder y soportar las más severas condiciones de navegación sin que se produzca fallas en esta ni ponga en peligro su carga y tripulación.

Estanqueidad: El buque debe ser un cuerpo completamente estanco con sus respectivas divisiones y en caso de inundación dichas divisiones no permitan la inundación de todos sus compartimientos.

Estabilidad: Un cuerpo puede encontrar en 3 tipos de equilibrio:

Equilibrio Estable: Es cuando un cuerpo, mientras no sea perturbado, mantiene su posición original. Ver Figura 6

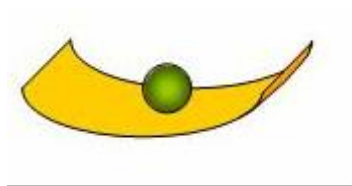


Figura.6 Equilibrio estable

Equilibrio inestable: Cuando al ser perturbado continúa moviéndose. Ver Figura 7

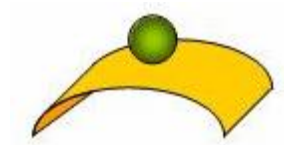


Figura.7 Equilibrio inestable

Equilibrio indiferente: cuando tiende a permanecer en la posición a la que sea desplazado. Ver Figura 8



Figura.8 Equilibrio indiferente

Movilidad: Un buque debe ser diseñado de tal forma que pueda avanzar manteniendo su estabilidad dinámica y llegar a su destino en el tiempo necesario.

Maniobrabilidad: Debe responder inmediatamente a las órdenes dadas a su sistema de gobierno sin poner en peligro **ni** a su tripulación **ni** **al** buque.

4.1.1 Terminología usada en el diseño

(Ver anexo 3. plano con terminología usada en el diseño)

- Planos y líneas de referencia

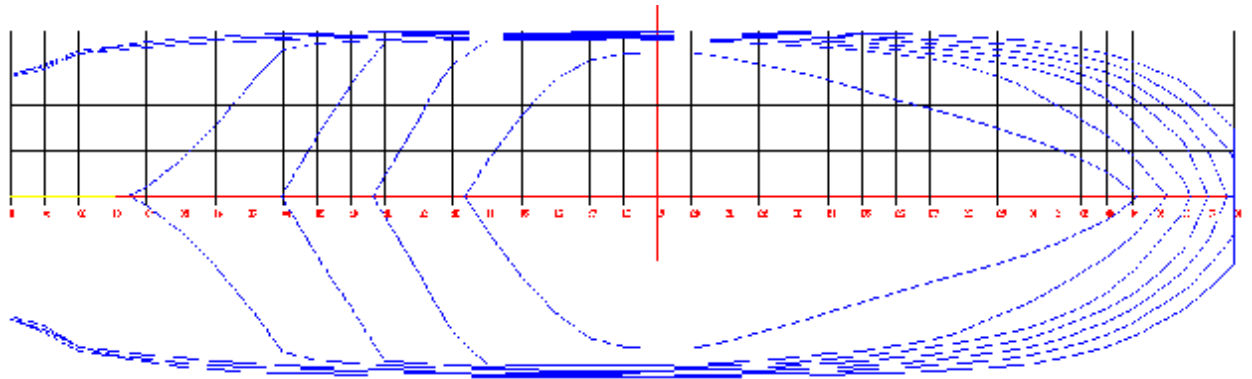


Figura 9. Plano de líneas de agua

Plano línea de agua: Plano paralelo al plano de base que intercepta la superficie del casco (*waterline plane*) Ver figura 9

Plano de Flotación: Plano que contiene la superficie de agua en que el buque flota (plano específico de línea de agua) (*waterplane*)

Lb = línea base: intersección del plano base con el asentamiento de la quilla (*base line*)

Lwl = Eslora línea de agua: línea de flotación que intercepta la superficie del casco con cualquier plano paralelo al plano de base (*waterline*).

Lwp = Eslora proyectada de línea de agua: línea de flotación del buque proyectada (*designed waterline*)

Lpp = Eslora entre perpendiculares: Distancia tomada sobre el plano longitudinal que va desde la perpendicular de proa a la perpendicular de popa, lo cual es paralela a Lb (*Length between perpendiculars*)

Ppr = Perpendicular de proa: Línea ortogonal al plano base perteneciente al plano diametral, intercepta el plano que contiene a la línea de agua proyectada con el perfil de proa (*forward perpendicular*).

Ppp = Perpendicular de popa: Línea ortogonal al plano base perteneciente al plano diametral, interceptando al plano que contiene a la línea de agua proyectada con la línea del centro de la mecha del timón. (*After perpendicular*)

Lt = Eslora Total: Dimensión principal sobre el plano longitudinal, que va desde el punto más sobresaliente de Roda al extremo más sobresaliente del espejo (*length overall*)

L = Eslora de acuerdo a las reglas de clasificación: Longitud definida por las casas clasificadoras (*Rule length*)

ϕ = Línea de crujía = Línea de intersección entre el plano diametral con cualquier plano base o con cualquier plano paralelo al plano de la sección media. Línea ortogonal formada por la perpendicularidad de un plano transversal sobre el plano base cortando al plano diametral (*center line*). Ver figura 10.

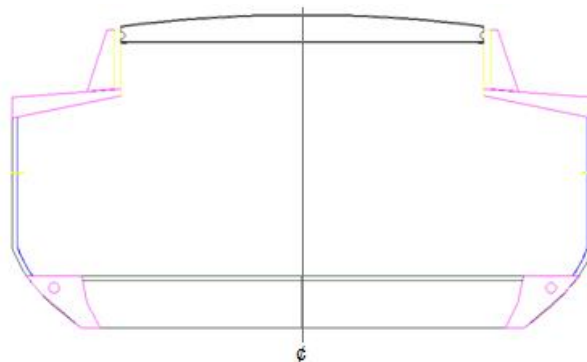


Figura 10. Sección del buque

Y = Brusca = Es la flecha que se produce entre la curvatura (en el plano transversal) y un plano recto de la cubierta. (*camber*)

F = Franco bordo: distancia vertical entre un plano de flotación (Lw) y la máxima altura de la brusca (*freeboard*)

C = Calado: Distancia vertical entre la línea base o el punto inferior de la quilla a un plano de flotación determinado (*Draft, Draught*)

Dependiendo donde se mide el calado este toma diferentes nombres

Calado medio: Calado medido sobre la línea de crujía en la sección media (*Draught amidships*)

Calado Proa: Calado medido sobre la línea de crujía en la perpendicular de proa (*Draft forward, draugh aft*)

Calado Popa: Calado medido sobre la línea de crujía en la perpendicular de popa (*Draft aft, Draugh aft*)

Calado de Construcción: Calado mayor donde la embarcación puede flotar de acuerdo a sus dimensiones estructurales (*scantling Draught*)

Calado Moldeado (ca): Calado tomado de acuerdo a las normas internacionales.

D: Puntal: Distancia vertical medida sobre el plano de crujía sección media del punto inferior del casco del buque hasta la parte plana de la cubierta superior o principal (no contiene la brusca).(*Depth*)

Da: Puntal moldeado: puntal tomado según las normas internacionales.

Db: puntal de bodega: altura desde el piso de la bodega hasta la parte plana de la cubierta.

Bmax: manga máxima: mayor medida transversal del casco incluyendo el forro y apéndices de este.

Bt : manga total: medida transversal tomada en la sección media sin contener el forro ni apéndices.

Bw : Manga línea de agua: medida transversal formada sobre un plano de flotación en la sección media.

Ba : Manga de bodega : Manga tomada en el interior de la bodega (*moived breadth*)

Obra viva: Carena: Parte del casco del buque situado debajo del plano de flotación correspondiente al calado de carga. (*Quick Works, bottom*)

Obra Muerta: Parte del casco que está por encima del plano de flotación correspondiente a la zona del casco que no está en contacto con el agua (*Upper Work*)

P: Plano sección media del buque : Plano ortogonal a los planos diametral y base, cuya longitud es LPP (*Midship Plane*)

P_{pr}: Plano de proa: Plano ortogonal a los planos diametral y base , que pasa por la P_{pr}

P_{pp}: Plano de popa plano ortogonal a los planos diametral y base, que pasa por la P_{pp}.

Sección Maestra: Sección transversal de la superficie del casco que contiene la manga máxima, para algunas embarcaciones esta coincide con P. (*Maximun Section*) (*Midship*).

Plano de forma: Es la representación en el espacio de la forma geométrica de un buque. Ver figura 11.

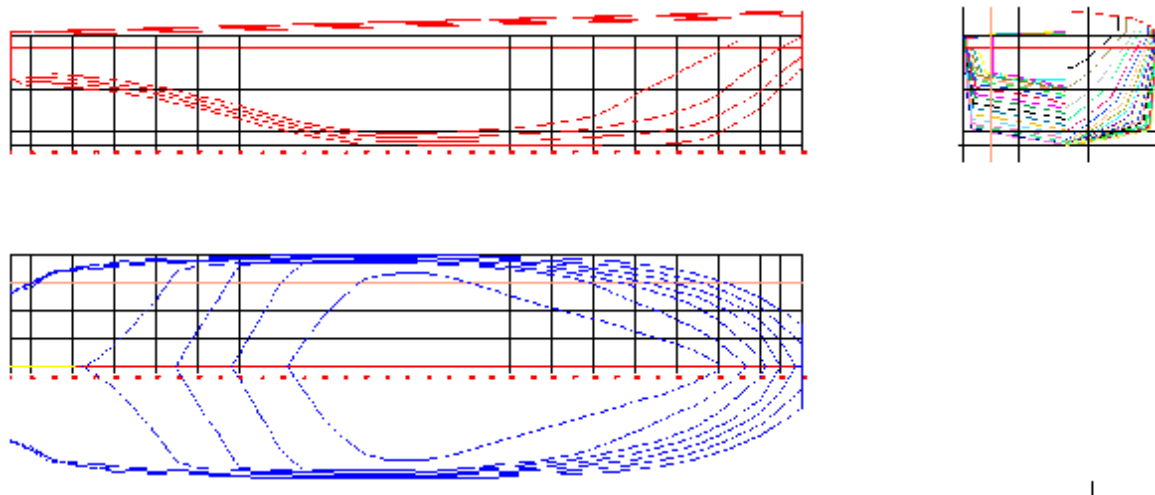


Figura 11. Plano de forma de un buque

Plano Perfiles: Son planos ortogonales a los planos base y planos transversales, que muestran los diferentes cortes longitudinales del buque. Ver figura 12

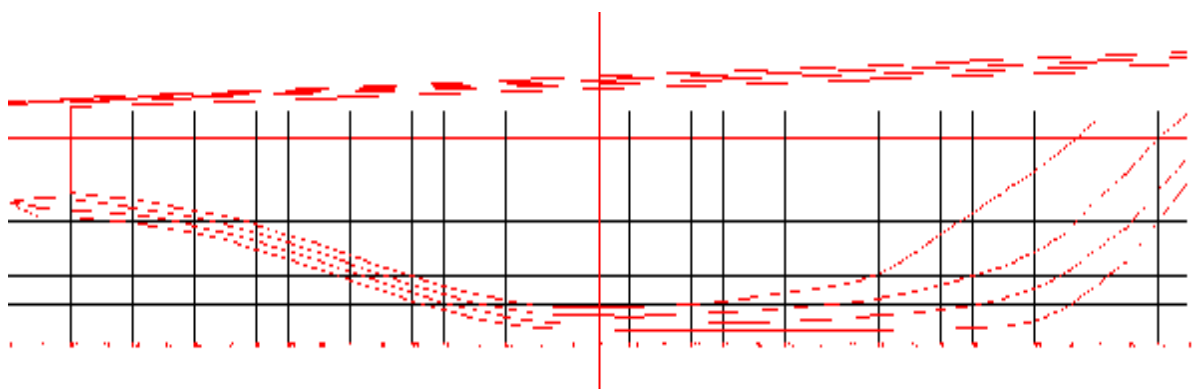


Figura 12. Plano Perfil

Plano de Semimangas: Son planos ortogonales a los planos diametral y transversal, que muestran los diferentes planos de flotación que forman un buque. Ver figura 13

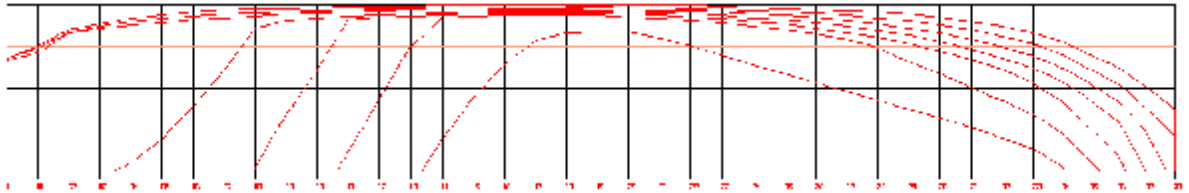


Figura 13 Plano de Semimangas

Plano de Cuerpo :Son planos ortogonales a los planos base y diametral , mostrando las estaciones que forman el buque; como un buque es simétrico al ser cortado por ϕ , se muestra en un costado las estaciones de la sección media a proa y del otro lado las sección desde la estación media a popa.

Planos de líneas de agua y perfiles al interaccionarse dan como resultado el plano de cuerpo donde se ve claramente el desarrollo de las formas del buque. Ver figura 14

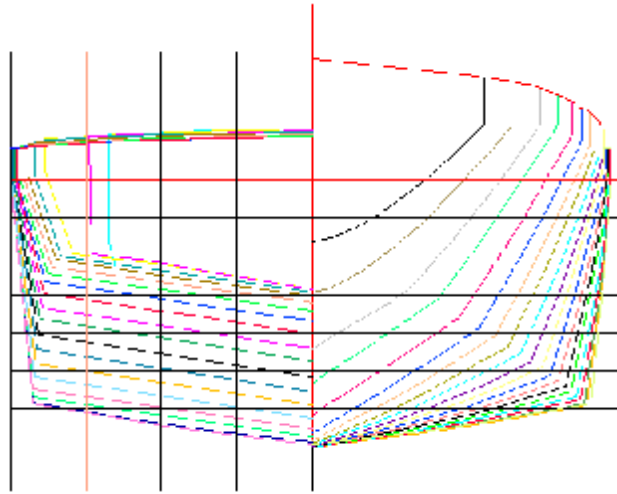


Figura 14. Plano de cuerpo

Estación: Líneas imaginarias que dan las formas del buque la eslora entre perpendiculares se divide en estaciones de igual longitud. Ver figura 15.

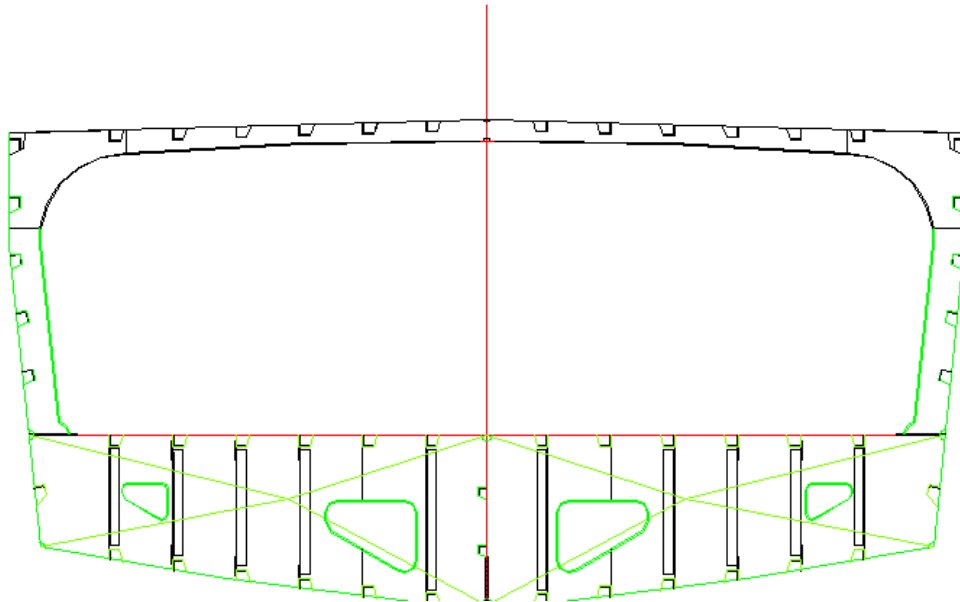


Figura 15. Esquema Estructura de Estación

4.1.2 Terminología Usada para el Cálculo.

Además de la anterior terminología se usa la siguiente:

Desplazamiento: Masa de volumen de agua desalojada por el buque cuando flota a un determinado calado y asiento. (*Displacement, en ingles*)

Δ : Desplazamiento a plena carga (*Maximun Displacement, en ingles*)

Δ_L : Desplazamiento ligero : Masa de volumen de agua desalojada por el buque descargado en condiciones de navegación , solamente con equipos y maquinas listos para funcionar. (*Light Ship, Light Weight, en ingles*)

Factor de estiva: Relación entre volumen y masa de carga considerando su forma y embalaje. (*Stowage Factor, en ingles*)

TPB: Registro de Porte Bruto : Diferencia entre el desplazamiento carga y el desplazamiento leve. ($\Delta_C - \Delta_L$) (*Dead Weight, en ingles*).

Volumen de carena: Volumen de agua desplazada por el buque cuando flota a determinado calado y trimado. (*Displacement Volume*). (∇) : Volumen del casco sumergido en el agua. Este es en función del Desplazamiento (Δ) por la densidad del agua ρ

C_b : Coeficiente de Bloque: es la relación de volumen de desplazamiento correspondiente a un calado determinado con el volumen de un paralelepípedo. Ver figura 16, cuyas dimensiones son:

$$C_b = \frac{\nabla}{LCB}$$

L= Longitud = Eslora a ese calado

B = Ancho = Manga a ese calado

C= Alto = Calado.

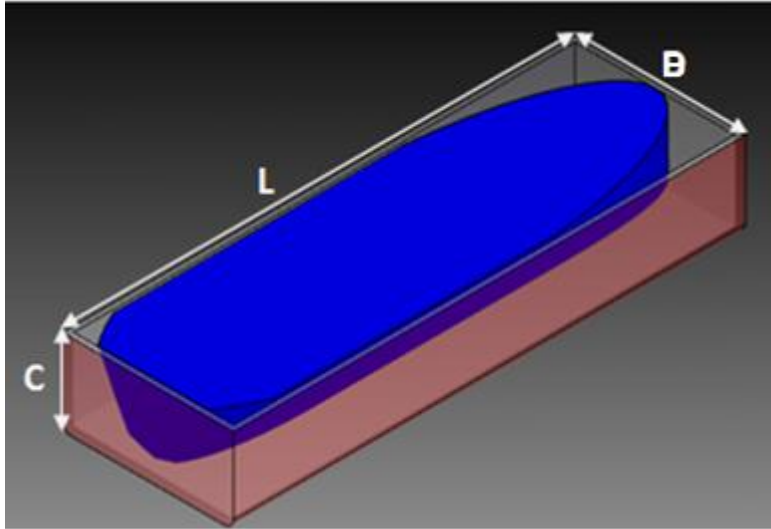


Figura 16. Plano del Buque Circunscrito en un paralelepípedo

ϕ : CM = Coeficiente de sección maestra: Relación entre el área de la sección maestra sumergida con el área de un rectángulo circunscrito en esta, cuya altura es igual al C y el ancho igual a B. (*Maximum Transverse Section Coefficient*)

$$\phi = \frac{A_x}{B \cdot C}$$

Cw = Coeficiente plano de línea : Relación entre el área del plano de línea de agua y el área de un rectángulo circunscrito cuyos lados son ancho igual a B, longitud (Lw). (*Waterline Coefficient*). Ver figura 17.

$$C_w = \frac{A_w}{B \cdot L_w}$$

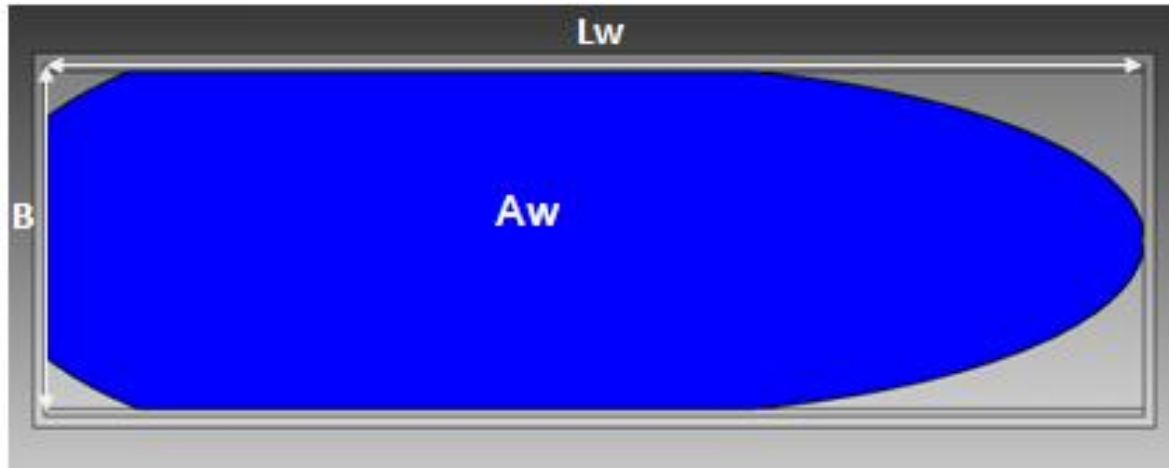


Figura 17. Plano de aguas del buque

Cpl = Coeficiente prismático longitudinal: Relación entre volumen de carena a un calado C y el volumen de un prisma circunscrito igual a Área de la sección transversal por la longitud de este L_w (*longitudinal prismatic coefficient*)

$$CP_L = \frac{\nabla}{A_x L}$$

Cpu = Coeficiente prismático vertical: Relación del volumen de carena a un calado C. y la sección del plano de línea de agua a una altura C (*Vertical Prismatic Coefficient*)

$$CP_V = \frac{\nabla}{A_x C}$$

GM = Altura metacéntrica: Distancia vertical del centro de gravedad de un buque para una condición de carga cualquiera (*metacentric height*). Ver figura 18.

GMI = Altura metacéntrica longitudinal. Ver figura 19.

M = Metacentro: Centro instantáneo de la curvatura de la curva generada por el centro de carena al inclinarse longitudinal o transversalmente en un buque a volumen constante. (*metacenter*). Ver figura 18.

BM = Radio Metacéntrico Transversal: Distancia transversal entre el centro de carena y el metacentro para determinar el plano de flotación. Ver figura 18.

BMI = Radio Metacéntrico longitudinal. Ver figura 19.

KB = Posición vertical del centro de carena con relación a la línea base. Ver figura 18.

KG = Posición vertical del centro de gravedad del buque con relación a la línea base. Ver figura 19.

KM = Posición vertical del metacentro transversal de buque con relación a la línea base.

KML = Posición vertical del metacentro longitudinal del buque con relación a la línea base. Ver figura 19

θ = Angulo de adrizamiento: Angulo de inclinación transversal cuya tangente está dada por la razón de la diferencia calados a un costado y la suma de las semi-mangas correspondientes a dichos calados, medidos en cualquiera sección transversal del buque. Ver figura 18.

GZ = Brazo transversal de adrizamiento

GZ máx. = Brazo transversal de adrizamiento máximo.

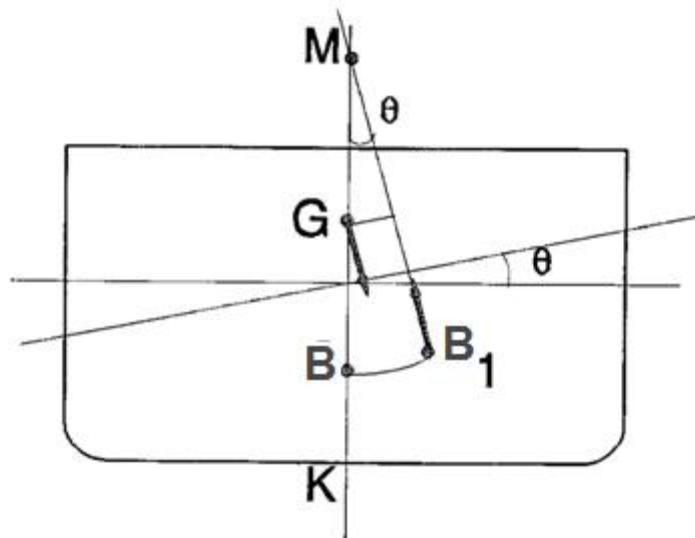


Figura 18. Estabilidad Transversal del Buque

LCF : Posición longitudinal del centro de flotación en relación al eje
(*Longitudinal centre of Floatalion*)

LCB : Posición longitudinal del centro de carena en relación al eje (*longitudinal
centre of buoyancy*)

LCG: Posición longitudinal del centro de gravedad del buque con relación al eje
(*longitudinal Centre of Gravity*).

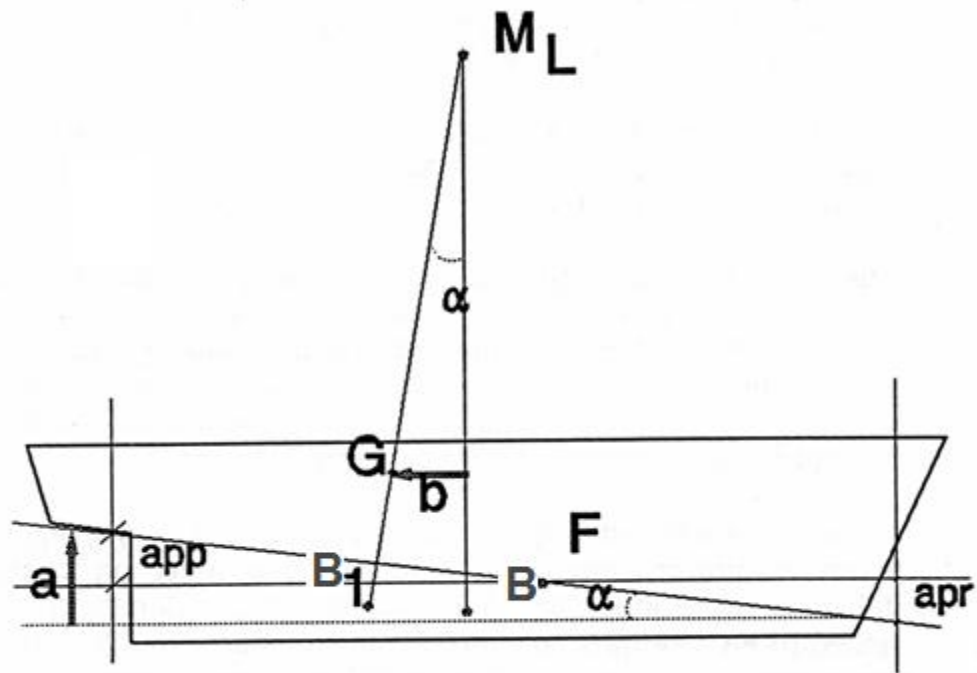


Figura 19. Estabilidad Longitudinal del Buque

4.2 REQUERIMIENTOS DEL ARMADOR O CLIENTE.

En el diseño de buques el primer paso a dar es conocer que es lo que quiere el cliente. Las alternativas que el Ingeniero va a obtener del armador serán tan diversas que pueden ir desde una completa lista de parámetros usados en la definición de un buque (un armador con experiencia y técnicamente orientado), o la de “hacer un barco más rápido o que cargue xx toneladas más que el de mi compadre”, o “tengo este motor así que diseñe un buque que me dé xx nudos”, Cualquiera sea el caso, éste será el punto de partida de todo diseño.

4.3 DIMENSIONES PRINCIPALES

En Ingeniería Naval se inicia un diseño determinando las dimensiones principales siendo estas la eslora (en línea de carga o entre perpendiculares), la manga, el calado, el puntal, el desplazamiento, los coeficientes prismáticos, block, de la sección media, la razón velocidad eslora. Esta información puede ser resultado de un estudio conceptual, de una evaluación técnica económica, de tomar en cuenta restricciones físicas o por comparación con barcos de tamaño o propósito similar al deseado. Para ir dando relaciones entre las diferentes dimensiones se pueden clasificar (existen varias formas de hacer clasificaciones) a los buques en cuatro categorías:

El transportador de peso muerto

El transportador de capacidad

El barco de dimensiones lineales

Buques especiales (barcos pesqueros, remolcadores, empujadores, gabarras, yates, etc.)

Una primera clasificación para los remolcadores se da por el tipo de medio en donde desarrollan sus actividades: fluviales, costeros y oceánicos.

Los diseños modernos incluyen al denominado tracto remolcador (o simplemente tractor) cuya característica es tener un sistema especial de propulsión (*Aquamaster*, *Schottel* o *Voith Schneider*) situado a proa.

La característica principal para iniciar el dimensionamiento de estos buques es la tensión de remolque (*bollard pull*). Hay que recordar que se debe considerar que se tiene que mover a otro barco de desplazamiento muy superior al del propio remolcador y en el caso de los remolcadores oceánicos es muy importante tener una velocidad en navegación libre que le permita llevar asistencia oportuna a un buque en emergencia, por ejemplo.

Al remolcador también se lo utiliza en acciones contra incendios por lo que el diseño de la nave deberá pensarse también en disponer de las facilidades apropiadas para este tipo de acción. Curvas para remolcadores tradicionales se muestran en la Figura 20.

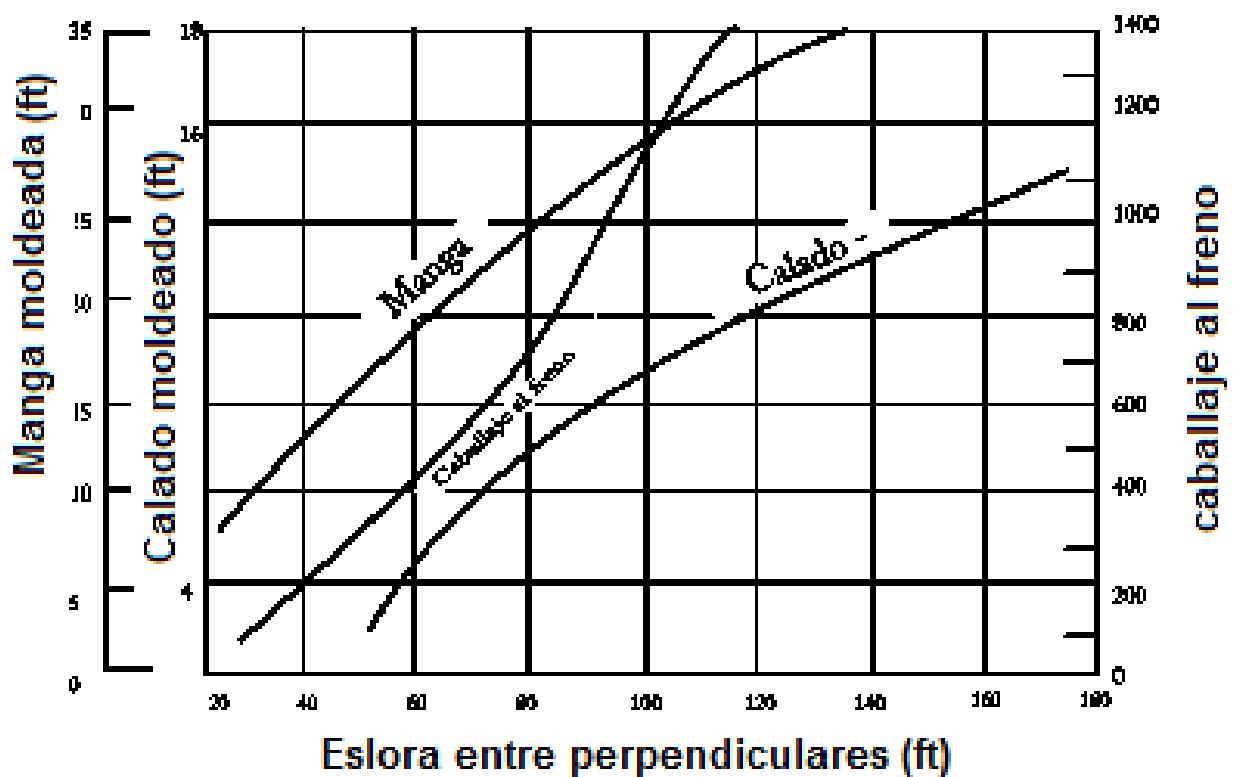


Figura 20. Curvas para remolcadores tradicionales

Para el diseño de remolcadores existen muchas teorías, el diseñador es libre de escoger, seguirse por ellas o simplemente tomarlas como una guía; Además que debe tener en cuenta los requisitos que pide la autoridad marítima y, si aspira a clasificar la embarcación, que es lo más común, tener en cuenta los requisitos de las casas clasificadoras⁴.

4.4 RELACIONES DIMENSIONALES.⁵

ESLORA

La eslora entre perpendiculares puede deducirse, en función de la potencia del motor, aproximadamente por la siguiente relación:

$$L_{pp} = \sqrt{\frac{BHP}{3} + 334} - 0,833mts$$

Donde BHP viene expresado en CV. Formula usada para remolcadores de altura.

Para remolcadores oceánicos –costeros, el tanque de pruebas de Holanda, recomienda la siguiente formula empírica con base en el desplazamiento total (Δ), del remolcador:

$$\Delta = \alpha * BHP^{1.5} / V^2$$

Donde:

α : es un coeficiente que depende de las formas básicas del remolcador. Estos valores son dados en las series emitidas para remolcadores por el ITTC.

V= velocidad en aguas abiertas (nudos)

⁴ ANEXO 4

⁵ Las formulas detalladas en este ítem, son dadas por la asociación de tanques internacionales de pruebas ITTC, las cuales son conclusiones de los diferentes corrimientos de modelos de cascos de remolcadores.

Si la potencia del motor no se conoce, pero si se sabe la tracción a punto fijo TPF, puede suponerse en principio y aproximadamente que:

$TPF = BHP / K$ (TONELADAS), Los valores de la constante K se presentan en la tabla 1.

Siendo K;

Condición	Valor de K
Una hélice sin tobera	65 - 70
Dos hélices sin tobera	63 – 68
Una hélice con timón tobera	60 – 65
Dos hélices con timón tobera	55 – 60
Dos hélices con tobera, Azimutal*	55 – 60
Dos hélices cicloidaes, Azimutales**	63 – 68

(*)Aquamaster o schottel.

(*) Voith – Schneider.

TABLA 1. Valores de k, para el cálculo del tiro a punto fijo

MANGA

Suele emplearse para el cálculo la formula:

$$B = 0,285 \times Lpp$$

Aunque los valores que proporciona, especialmente para esloras relativamente altas en remolcadores (por encima de 30mts) son bastante incorrectos. En la práctica, la relación manga-eslora no es una función lineal. Mayor exactitud puede lograrse a partir de la formula de Wood, el cual, propone una función no lineal dada por:

$$B = \frac{31,5L}{87 + L}$$

La relación eslora manga suele estar comprometida entre:

$$2.8 \leq L/B \leq 4.4$$

PUNTAL

Para el cálculo del puntal suele usarse la formula:

$$D = 0,14 \times L_{pp}$$

La relación L/D admite amplios límites de variación:

$$6 \leq L/D \leq 9$$

Aunque la variación “normal” puede reducirse hasta $6,5 \leq L/D \leq 8,5$

La relación B/D, en cambio, suele tener límites de variación reducidos:

$$1,9 \leq B/D \leq 2,3$$

FRANCOBORDO

Puesto que los remolcadores tienen coeficientes de block inferiores a 0,68 no precisan corrección por francobordo. En cualquier caso, es recomendable que el francobordo sea superior al décimo de la manga:

$$F > B/10$$

Por lo general los valores usuales de francobordo son:

- En remolcadores pequeños de puerto 600mm
- En costeros 900mm
- En remolcadores de altura 1200 a 1500mm.

El valor definitivo del francobordo puede venir dado en último caso, por necesidades de estabilidad.

CALADO Y ASIENTO DEL PROYECTO

El calado viene definido aproximadamente a partir de las Figuras 21 y 22.

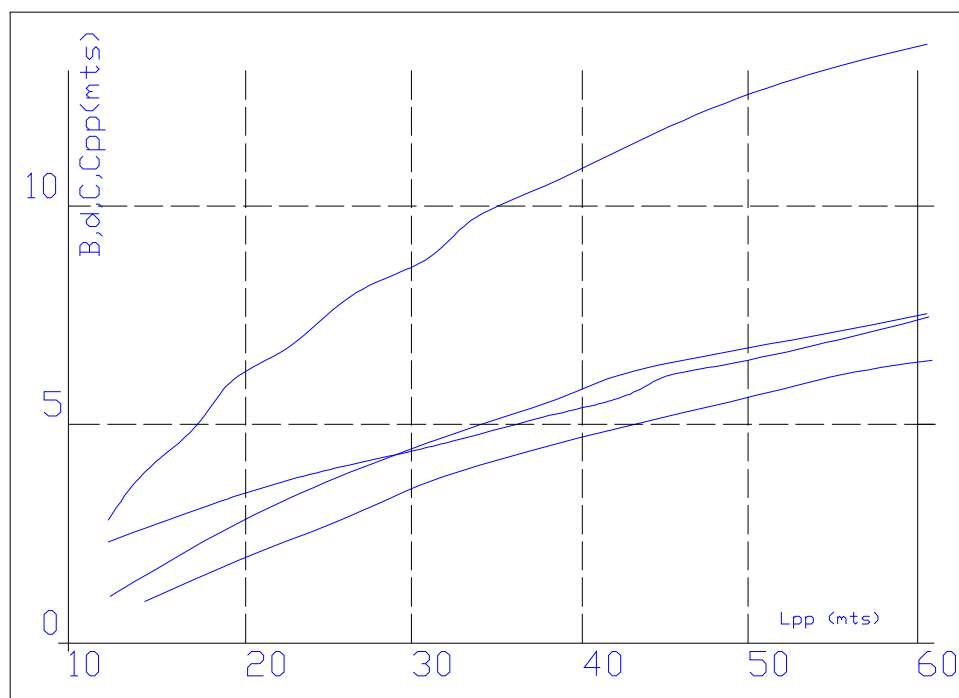


Figura 21. Cálculo de B, D, C y Cpp en función de L_{pp} ⁶

⁶ Tomado de revista de INGENIERIA NAVAL N°703 MARZO 1994- Artículo sobre el autor es 2

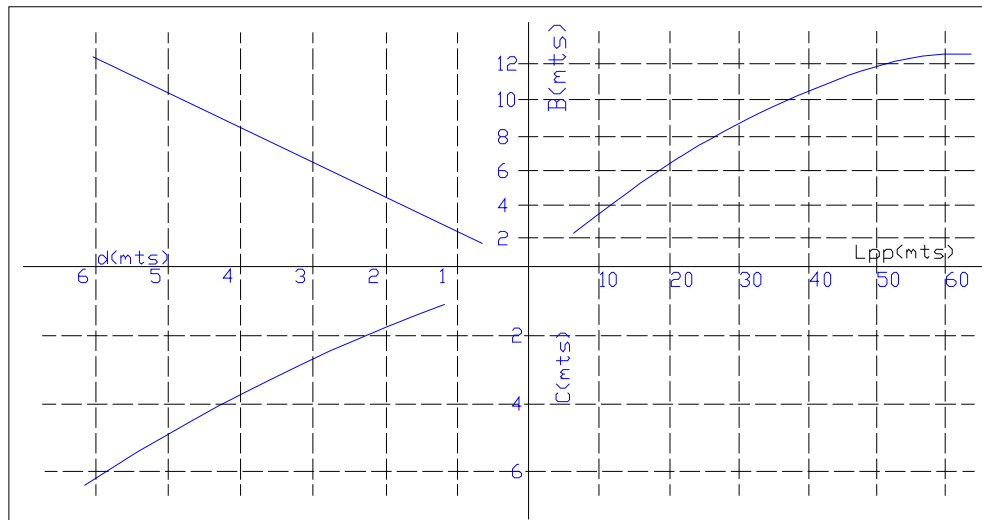


Figura 22. Calculo de B,C,D en función de Lpp, según kritinsson⁷

El calado máximo en la cuaderna maestra es: D - F

En la Figura 22 se presenta el calado a popa Cpp: este calado necesita ser elevado para disponer de altos diámetros de la hélice. Por ello suele darse asiento de proyecto a los remolcadores cuyo valor es del orden de:

$$0.04L_{pp} \leq \text{Asiento del proyecto} \leq 0.06L_{pp}$$

Según Leathard el calado a popa es aproximadamente igual al puntal:

$$T_{pp} = D$$

Por lo que el asiento del proyecto puede ser de vez y media a dos veces el francobordo:

$$1.5 \leq \text{Asiento del proyecto} \leq 2F$$

⁷ Tomado de revista de INGENIERIA NAVAL N°703 MARZO 1994- Artículo remolcadores

DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento de un remolcador es aconsejable calcularlo a partir de la suma de los diferentes grupos de pesos del mismo:

$$\Delta = M_{st} + M_M + M_{A+E} + PM$$

Cuando se desea el cálculo de peso muerto, puede suponerse:

$$PM = Pa + Pb + Pe + Pd$$

Siendo

Pa = Peso del agua dulce, dado por:

$$Pa = k N d (Kg)$$

Donde;

K = Consumo diario de agua por persona; Puede suponerse entre 135 y 162 litros/persona x día.

N = Número total de personas embarcadas.

d = Autonomía del buque, en días.

Pb = peso del aceite de lubricación, dado por:

$$Pb = 2,5 \times BHP (Kg)$$

Donde BHP es la potencia de los motores.

Pc = Peso del combustible, definido mediante la fórmula:

$$Pc = 24 \times f \times BHP \times d (Kg)$$

F = consumo específico de combustible del motor en Kg/CV h.

BHP = Potencia total de los motores.

d = Autonomía en días.

Pd = Otros pesos, que pueden incluir:

- Tripulación y efectos : 140Kg/persona
- Provisiones y pertrechos: 5kg/persona y día
- Espuma
- Detergente
- Lastre fijo
- Equipos especiales de salvamento
- Agua de alimentación.

Una vez deducido el peso muerto puede calcularse aproximadamente el desplazamiento a partir de la Figura 23,

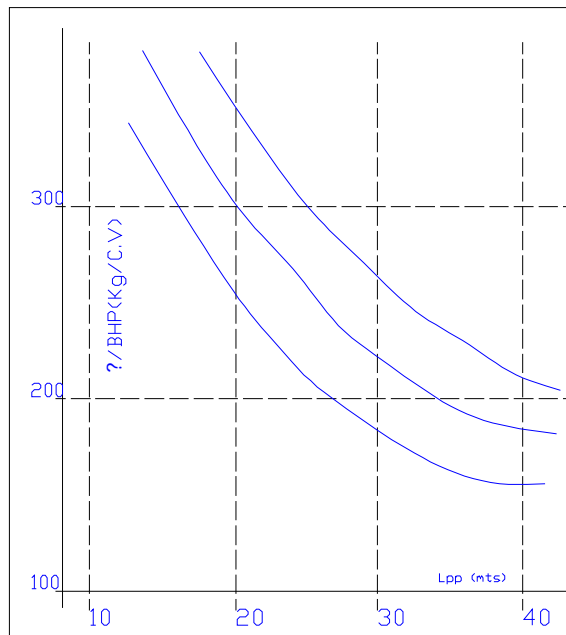


Figura 23. Cálculo del desplazamiento en función de la eslora⁸

⁸ Tomado de revista de INGENIERIA NAVAL N°703 MARZO 1994- Artículo de Ing. Carlos E. [?]

donde se dan las relaciones Δ/BHP máximas, medias y mínimas normales en función de la eslora.

También puede efectuarse una acotación del desplazamiento a partir de:

$$0,4 < \frac{BHP}{\Delta\sqrt{L}} < 1,0$$

Donde:

BHP = Viene en CV

Δ = en toneladas

L = en metros.

El desglose de peso en rosca, el cual es el peso del casco, maquinaria y equipos sin tripulación ni fluidos, es el siguiente:

Peso de acero:

$$M_{st} = \alpha LBD$$

Donde α es una constante que oscila entre 0.13 y 0,17, considerándose 0,14 – 0,15 como los valores más corrientes.

Peso de habilitación y equipo:

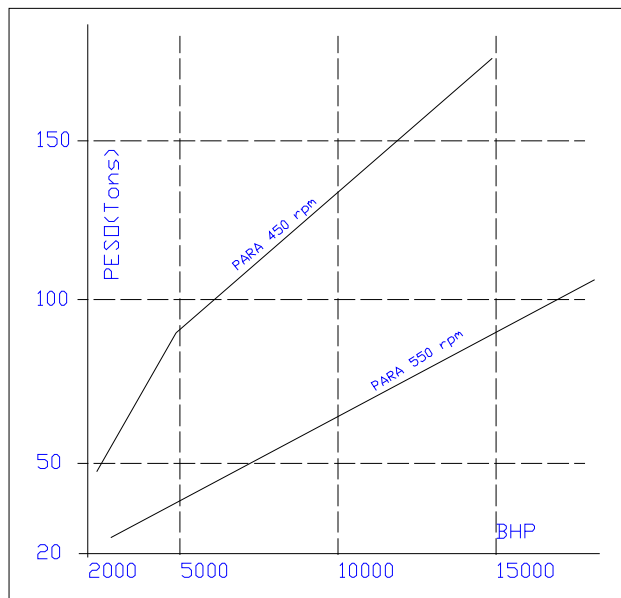
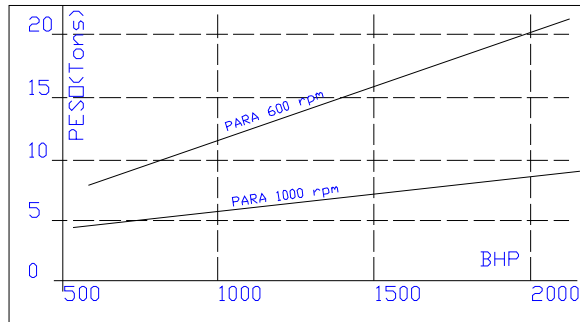
$$M_{A+E} = \beta LBD$$

Siendo β una constante del orden de 0.04 a 0.08 cuyo valor normal es 0.06

Peso de la instalación de maquinaria:

En remolcadores, con objeto de reducir pesos, es imprescindible el uso de motores de bastantes revoluciones, por lo cual es necesario el acoplamiento de un

reductor o de un reductor inversor, según sea el motor reversible o no. Entre el motor y la hélice. El peso del motor principal (M_{Mp}) se da en las Figuras 24 y 25.



Figuras 24 y 25. Curvas de peso de motor principal⁹

El peso de reductores (M_R) Puede deducirse aproximadamente a partir de las Figuras 27, 28 y 29.

⁹ Tomado de revista de INGENIERIA NAVAL N°703 MARZO 1994- Artículo reductor es 2

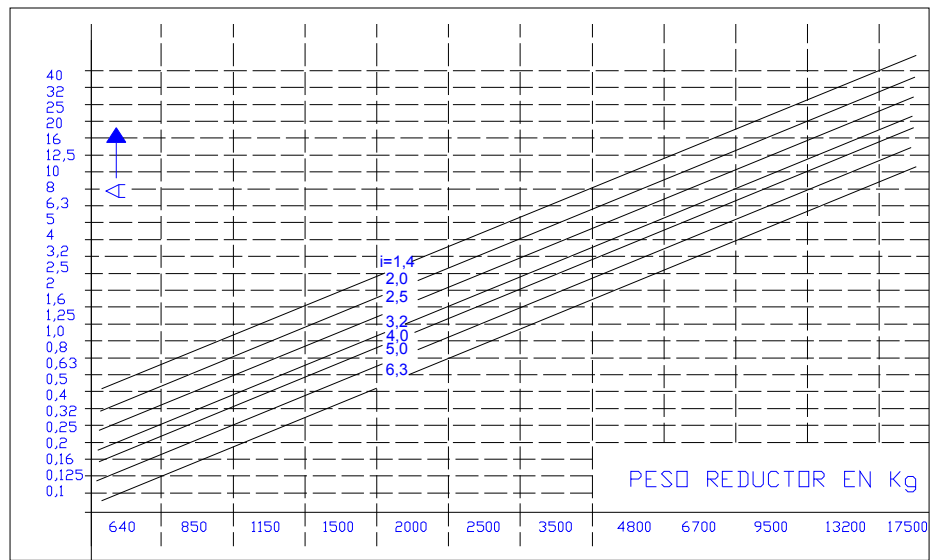


Figura 27. Peso de reductores TACKE “DSN”

Donde $A = \frac{BHP}{RPM} \cdot f$

$1 \leq f \leq 1,5$

i= relación de reducción

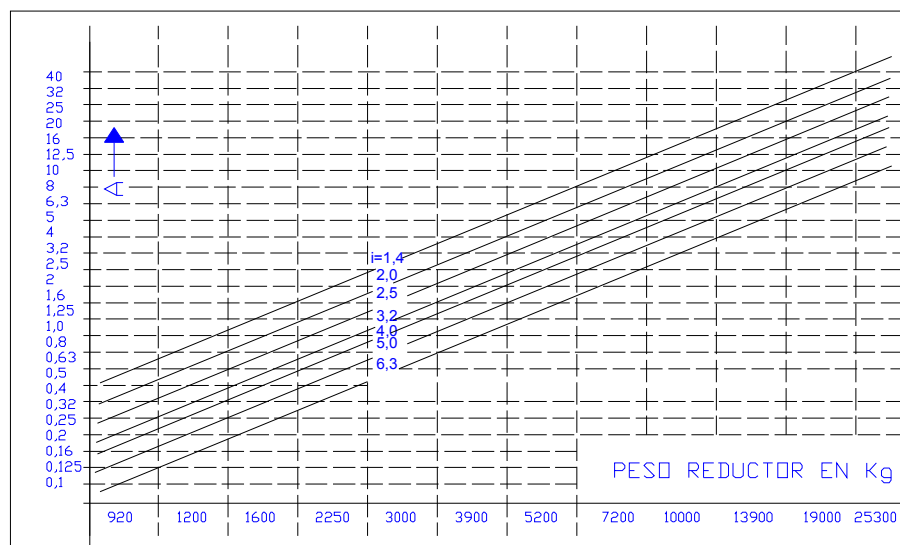


Figura 28. Peso de reductores TACKE “HSC”

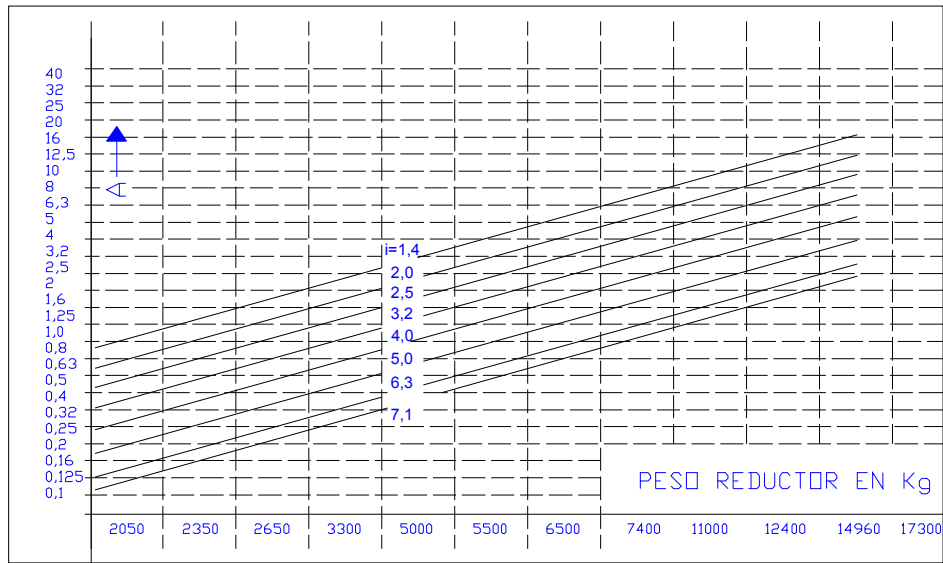


Figura 29. Peso de Reductores TACKE “DS”

EL peso restante de la instalación de maquinaria, puede considerarse aproximadamente igual al peso del motor principal (M_{MP}) dándose la acotación

$$0.9M_{Mp} \leq M_{MR} \leq 1.3M_{MR}$$

Por tanto el peso total de la instalación de maquinaria será:

$$M_M = M_{MP} + M_R + M_{MP}$$

En ocasiones cuando el motor es de bastantes revoluciones (de 800 rpm o más) suele considerarse de forma aproximada:

$$M_M = 3.0 \times M_{MP}$$

COEFICIENTES DE CARENA¹⁰

- Coeficiente block

F.H Alexander estableció la siguiente fórmula para determinar el coeficiente block:

¹⁰ Las formulas dadas en este ítem son tomadas de los apuntes de diseño naval, del Doctor Ing. Naval – Cristóbal Mariscal.

$$C_b = K - \frac{V}{\sqrt{L_f}}$$

k variando entre 1,12 y 1,03 dependiendo los valores de

$$\frac{V}{\sqrt{L_f}}$$

Donde:

V: Volumen= Manga x eslora x calado

L_f= Eslora de flotación a determinado calado.

$$C_b = K - \frac{0,5V}{\sqrt{3,8L_{pp}}}$$

Recordando que el coeficiente es adimensional, la fórmula se escribe

- Coeficiente de la sección media

$$C_M = 0,526 + \frac{0,49}{C_b} - \frac{0,165}{C_b^2} \quad (\text{para remolcadores})$$

$$CM = 1,006 - 0,0056Cb - 3,56 \quad (\text{Formula de Kerlen})$$

- Coeficiente prismático longitudinal

Formula de L. Troost (para FN ≤ 0,35)

$$CP = 1,2 - 2,12FN \quad (\text{para barcos de 2 hélices cambiar 1,2 por 1,23})$$

H. E. Saunders nos presenta la variación del coeficiente prismático limitada por dos curvas que se pueden aproximar por la fórmula.

$$C_p = c_1 + c_2 F_N + c_3 F_N^2 + c_4 \ln F_N + c_5 \ln F_N^2$$

Los valores de los coeficientes se dan en la Tabla 2. :

Coeficiente	Curva inferior	Curva superior
c1	-36,60	-34,60
c2	57,51	53,90
c3	-22,20	-20,30
c4	-23,00	-22,00
c5	-3,97	-3,86

TABLA 2. Valores para los coeficientes de la formula de H.E.Saunders, para encontrar el coeficiente prismático longitudinal

- coeficiente de flotación

Suele aplicarse para el cálculo de coeficientes de la flotación C_F la formula:

$$C_F = 0.45C_b + 0.56$$

FORMAS.

- Centro de carena.

La posición longitudinal del centro de carena de remolcadores suele estar comprendida entre el 1% y el 2% de la eslora entre perpendiculares a popa de la maestra.

La ordenada del centro de carena sobre la base puede calcularse a partir de la fórmula de *Aschick*:

$$KB = (0.858 - 0.37 C_b / C_F) T$$

- Superficie Mojada

Formulas tradicionales para estimar la superficie mojada son las de Munford

$$S = 1,7LT + V/T$$

En donde S está dada en pies², L (entre perpendiculares) , T (calado) en pies y V (volumen) en pies³.

La Fórmula de Taylor

$$S = C\sqrt{\Delta L}$$

En la cual C = un coeficiente estimado generalmente en 15,4; Desplazamiento en toneladas y L es la eslora en línea de carga en pies

4.5 ESTABILIDAD

Un criterio de estabilidad es el conjunto de normas o disposiciones (dadas por autoridad marítima competente) para que los buques puedan navegar hasta el límite mínimo de estabilidad.

Cabe anotar que el criterio de estabilidad para los remolcadores es el mismo criterio que se utiliza para los buques de pesca, ya que estas dos embarcaciones están sometidas a trabajo pesado y conlleva mucho riesgo en cuanto a la estabilidad de la embarcación. Sabiendo que el centro de gravedad es el punto de aplicación del vector peso, y que el centro de carena es el punto de aplicación del vector empuje y ambos son iguales y de sentido contrario. Ver Figura 30.

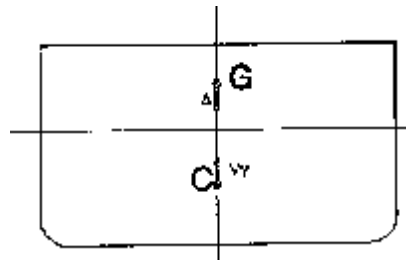


Figura 30. Buque en equilibrio

Decimos que un buque está en equilibrio cuando el centro de gravedad y el centro de carena están en la misma línea vertical. Por tanto cuando un buque está en equilibrio no existe par de fuerzas, ya que el brazo del par es nulo.

Si por cualquier causa el buque se inclina transversalmente, el volumen sumergido cambia de forma y por tanto cambiará de posición el centro de carena trasladándose hacia la banda escorada; El buque se habrá salido de la posición de equilibrio y en ese momento empezará a actuar un par de fuerzas formado por el desplazamiento y el empuje y cuyo brazo del par GZ será la distancia entre las líneas de actuación de peso y empuje

Llamamos par de estabilidad a este par de fuerzas que se oponen al vuelco y su valor es:

$$\text{Par de estabilidad} = \Delta GZ$$

Si la línea de actuación del empuje pasa por encima del centro de gravedad, se dice en este caso que GZ es positivo y el par de fuerzas se llama par de estabilidad. Este tendrá que llevar al buque a su posición de equilibrio inicial. Ver figura 31.

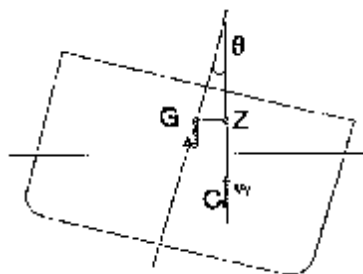


Figura 31. Par de estabilidad GZ positivo

Si la línea de actuación del empuje pasa por debajo del centro de gravedad, se dice en este caso que GZ es negativo y el par de fuerza se llama par de vuelco o par de estabilidad negativo. Este tendrá que volcar más el buque y hacerlo zozobrar. Ver figura. 32

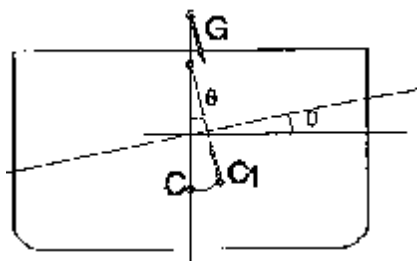


Figura 32. Par de estabilidad GZ negativo.

Llamamos estabilidad inicial, a la estabilidad del buque para pequeñas inclinaciones, en este caso la línea de actuación del empuje pasa por el metacentro, que se encuentra situado en el plano de crujía y se considera como un punto fijo.

Llamamos GM o altura metacéntrica a la distancia entre el centro de gravedad del buque y su metacentro transversal.

Conociendo la altura del centro de carena (KC), el radio metacéntrico (CM) y la altura del centro de gravedad (KG), podemos determinar el valor de GM.

El brazo del par de estabilidad para pequeñas inclinaciones es $GM \sin \theta$, Ver figura 33, por tanto GM es un índice de estabilidad inicial, El GM puede considerarse como el principal factor de estabilidad del buque, cuanto mayor sea el GM mayor será el par perturbador exterior necesario para producir una determinada escora

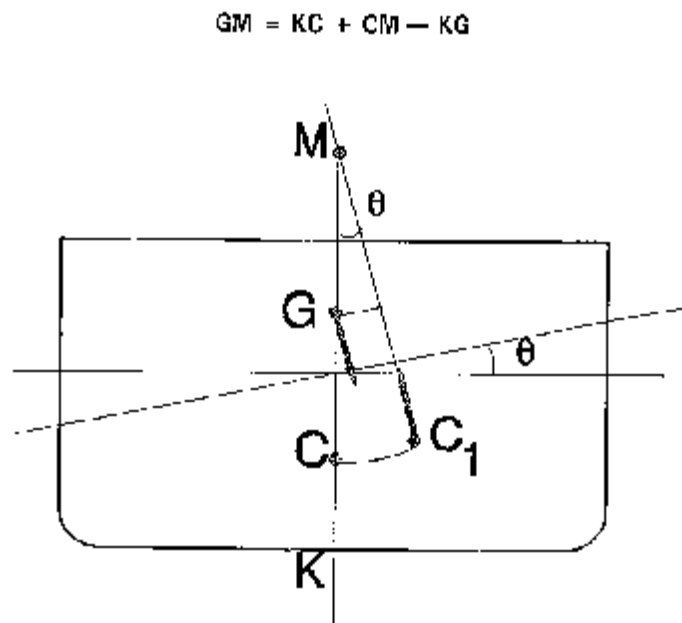


Figura 33. Brazo del par de estabilidad para pequeñas inclinaciones.

La curva de estabilidad estática transversal, ver figura 34, es la curva que nos indica la estabilidad del buque para grandes ángulos de inclinación en una determinada condición de carga Si representamos en el eje de ordenadas los valores de los brazos GZ en metros o bien los pares de estabilidad GZ en

Toneladas - metros, y en el eje de abscisas los ángulos de inclinación en grados. Uniendo los puntos obtenidos, se dibuja una curva que permite obtener para cualquier inclinación las características de la estabilidad estática transversal del buque.

El origen de la curva representa el punto de equilibrio cuando el buque tiene su centro de gravedad en crujía, el barco estará en equilibrio en la posición de adrizado, y el origen de la curva será el punto de abscisa cero grados de inclinación.

Si el buque tiene su centro de gravedad fuera del plano de crujía, el barco estará en equilibrio cuando está escorado un determinado número de grados, esta será la abscisa del origen de la curva.

La tangente en el origen, representa el ángulo de salida de la curva GZ, su valor se determina derivando la curva GZ con relación al ángulo θ , y obteniendo su valor para $\theta = 0$

Sabemos que un ángulo en radianes se define como la longitud del arco de circunferencia recorrido partido por el radio. Un punto que ha descrito una circunferencia habrá recorrido un ángulo de 2π radianes. Por tanto $1 \text{ radian} = 360/2\pi = 57,3^\circ$.

$$\tan \alpha = GM/1 \text{ radian} = GM$$

Si el GM es positivo, la parte inicial de la curva GZ se trazará por encima del eje de abscisas. Cuanto mayor sea el GM mayor será el ángulo de la tangente en el origen de la curva.

El máximo de la curva representa el ángulo para el cual el brazo GZ es -máximo

El ángulo de extinción θ_0 . es el punto de corte de la curva GZ con el eje de abscisas, en este punto el par de estabilidad es cero.

El ángulo de inundación θ_i ; es el ángulo de inclinación para el cual se produce la entrada de agua en el interior del buque por aberturas no estancas.

Este ángulo depende de la situación de las aberturas y del desplazamiento del buque; a mayor desplazamiento, menor será el francobordo y por tanto menor será el ángulo de inundación ya que el agua llegará a la cubierta principal a un ángulo de inclinación menor.

Si el ángulo de inundación es menor que el ángulo de extinción, la curva GZ se interrumpe en θ_i ; ya que la situación de carga no sería real, pues al entrar agua por las aperturas no estancas varía la situación del centro de gravedad del buque.

Los brazos GZ para grandes ángulos dentro de la curva GZ deben de cumplir unos valores mínimos para determinadas inclinaciones que están especificadas en los Criterios de estabilidad exigidos por las diferentes Administraciones para los distintos tipos de buques.

Entre los principales criterios encontramos el criterio de estabilidad para buques pesqueros:

La nave pesquera a diferencia de los otros tipos de buques mercantes, los cuales toman una carga definida en la seguridad y protección de un puerto, tienen que desarrollar sus actividades de captura, carga y a veces procesamiento en un ambiente muy complicado que es cambiante a cada instante constituido por la mar. Por lo tanto la nave pesquera debe construirse con características para la labor segura de la propia nave y su tripulación. Uno de los conceptos para asegurar el comportamiento apropiado de la nave es el de estabilidad.

La curva de estabilidad estática nos sirve para establecer criterios a cumplirse por la nave toda vez que el área bajo la curva representa la habilidad del barco para absorber la energía impartida por el viento, olas y cualquier agente externo.

El criterio internacionalmente usado es el generado en la ciudad de Torremolinos, España, en 1977 y que se ha venido revisando periódicamente, y que nos sirve de base para el material que se presenta.

Este criterio requiere:

El área bajo la curva de brazos adrizantes (GZ) no debe ser menor a 0,055 metros - radianes (10.3 pies - grados) hasta un ángulo de 30 grados y no menor a 0,09 metros radianes (16.9 pies - grados) hasta un ángulo de 40 grados o el ángulo de inundación (θ_f) si este ángulo es menor a 40 grados.

El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva GZ, ver figura 34) entre los ángulos de escora de 30 grados y 40 grados o entre 30 grados y el ángulo de inundación (θ_f) si ésta ocurre antes de 40 grados, no debería ser menor que 0,03 metros - radianes (5,6 pies - grados).

Este criterio requiere que la suma del área bajo la curva de brazos adrizantes a 30 grados y la curva entre 30 grados y 40 grados o 30 grados y el ángulo de inundación debe ser mayor a 0,09 metros radianes (16.9 pies grados). Esto significa que una o ambas áreas deben ser mayores a lo especificado en los párrafos anteriores.

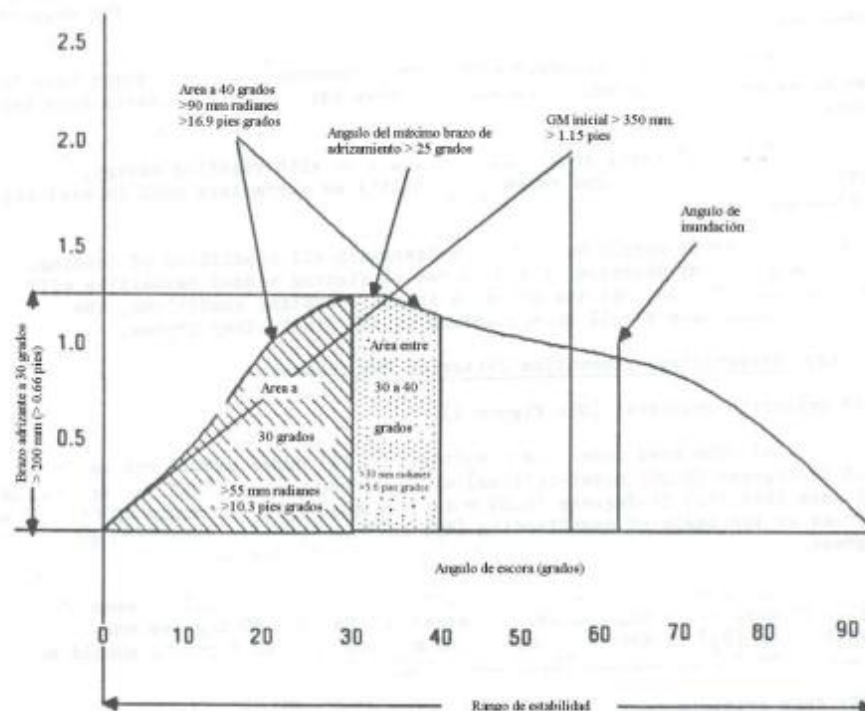


Figura 34. Curva de estabilidad convención de TORREMOLINOS

El brazo adrizante (GZ) debe ser por lo menos 0,2 metros (0.66 pies) a un ángulo de escora mayor o igual a 30 grados.

El brazo adrizante máximo debe ocurrir a un ángulo de escora preferiblemente excediendo 30 grados pero no menor a 25 grados.

La altura metacéntrica inicial (GM) no debe ser menor a 0,35 metros (1.15 pies)

En los buques de una cubierta, la altura metacéntrica inicial (GM) no debe ser menor a 350 milímetros (1.15 pies). En los buques con superestructura completa y en los de eslora igual o superior a 70 metros, se podrá reducir la altura metacéntrica, con la conformidad de la administración, pero sin que nunca sea inferior a 150 mm.

- CRITERIO DE ESTABILIDAD DE LA OMI PARA BUQUES PESQUEROS DE ESLORA INFERIORES A 30 METROS Y QUE NO POSEAN INFORMACION DE ESTABILIDAD

La fórmula (basada en los experimentos de tanques de prueba de Taylor-ITTC) a usarse para calcular, en todas las condiciones de carga, la altura metacéntrica mínima, es:

$$GM_{\text{mínimo}} = 0,53 + 2B \left[0,075 - 0,37 \left(\frac{f}{B} \right) + 0,82 \left(\frac{f}{B} \right)^2 - 0,014 \left(\frac{B}{D} \right) - 0,032 \left(\frac{e_s}{L} \right) \right]$$

$$GM_{\text{Mini}} = 0,53 + 2B \left[0,075 - 0,37 \left(\frac{f}{B} \right) + 0,82 \left(\frac{f}{B} \right)^2 - 0,014 \left(\frac{B}{D} \right) - 0,032 \left(\frac{e_s}{L} \right) \right]$$

En donde

GM_{min} = Altura metacéntrica mínima en metros

L = eslora en la flotación de máxima carga, metros

B = manga en la eslora de flotación de máxima carga

e_s = longitud real de la superestructura cerrada que se extienda de banda a banda, metros.

D = puntal de construcción, metros

f = francobordo mínimo, metros

Esta fórmula se aplica a los buques que tengan

f/B entre 0,02 y 0,2; e_s/L menor a 0,60; B/D entre 1,75 y 2,15

La altura de la superestructura incluida en el cálculo no debe ser menor a 1,80 metros.

ESTABILIDAD LONGITUDINAL

Estas inclinaciones longitudinales son análogas a las transversales, pero existen unas diferencias que se exponen a continuación.

Eje de inclinación: es el perpendicular al plano de crujía que pasa por el centro de flotación (F). En la práctica no suelen producirse inclinaciones longitudinales mayores a 10 grados, por lo tanto se puede suponer el metacentro longitudinal como un punto fijo.

Las fuerzas a considerar para el estudio de estabilidad longitudinal son: el desplazamiento debido al peso del buque, que está aplicado en el centro de gravedad del barco y el empuje debido a las formas sumergidas que está aplicado en el centro de carena, dichas fuerzas son iguales y de sentido contrario.

El buque se encuentra en equilibrio longitudinal cuando el centro de gravedad y el centro de carena se encuentran en la misma vertical.

Si por causa de un agente externo, o por un movimiento de pesos en el buque, se altera la posición longitudinal de uno de esos dos puntos, el buque tenderá a restablecer el equilibrio perdido debido a la acción de un par de fuerzas formado por el peso y el empuje y cuyo brazo será la distancia longitudinal entre esos dos puntos.

Este par se denomina, par de estabilidad longitudinal y su valor es:

$$\Delta GM_L \sin \alpha = \Delta GM_L \alpha \quad (\alpha \text{ pequeño})$$

4.6 SISTEMA PROPULSOR.

4.6.1 RESISTENCIA

Cuando se introduce un cuerpo sólido en un fluido y dicho cuerpo se desplaza dentro de este fluido, actúan dos tensiones, ver figura 35, siendo la presión P y la tensión de cortadura τ .

La presión P , es la que ejerce el fluido sobre la superficie del cuerpo al tratar de volverse a cerrar y τ surge por la fricción entre el cuerpo y el líquido.

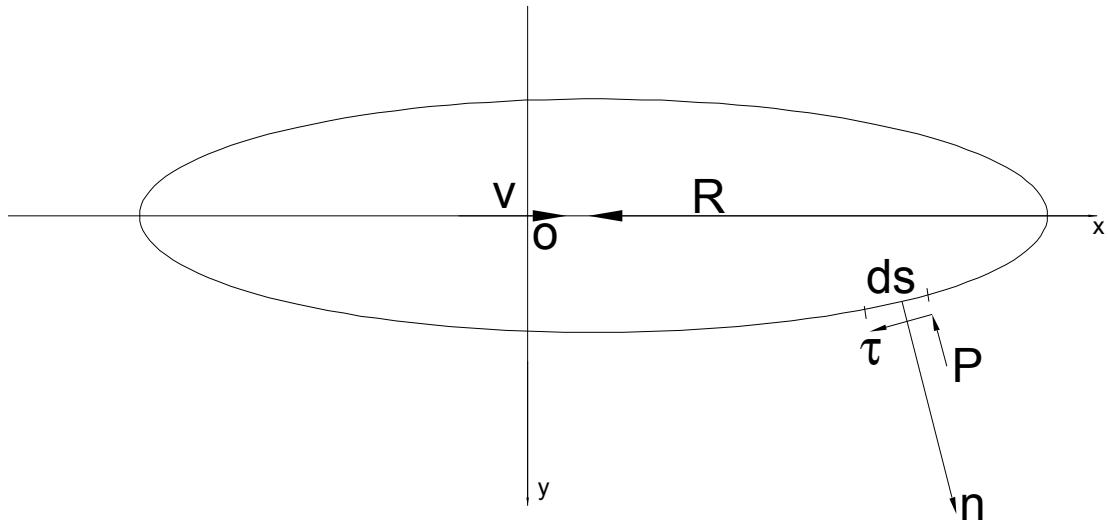


Figura 35. Componentes de la resistencia del buque.

Analizando la figura anterior, consideremos el elemento infinitesimal “ ds ” del área mojada sobre el cual actúan la fuerza normal “ Pds ” y la fuerza tangencial “ τds ”. Las proyecciones de estas fuerzas al eje “ ox ” del buque son la resistencia de presión y la resistencia friccionar actuando sobre el buque. Ahora bien, si el vector “ n ” es la normal al elemento del área mojada, podemos decir que las resistencias elementales son:

$$dR_p = p \cdot ds \cos(n, x)$$

$$dR_x = \tau \cdot ds \sin(n, x)$$

Donde (n, x) es el ángulo entre la normal y el eje “ ox ”.

Integrando por el área mojada obtenemos la resistencia de presión y la resistencia friccional.

La resistencia total al avance R_T , es la suma de varios tipos de resistencia.

§ Resistencia a la fricción: la resistencia friccional va a depender del efecto de fricción por la viscosidad del fluido en el cual navega el buque.

$$R_F = 0,5 \times CF \times r \times S \times V^n;$$

Donde

CF = coeficiente de fricción, el cual depende exclusivamente del número de Reynolds.

$$Re = \frac{VL}{g},$$

DONDE

V : es la velocidad del buque,

L : la eslora

g : Coeficiente cinemático de viscosidad.

r : Densidad del agua.

S : Superficie mojada

n : Exponente que depende del tipo de buque. Para remolcadores $n=2$.

§ Resistencia Residual: Es la resistencia que depende de la presión que se ejerce sobre el casco por el fluido.

$$R_R = 0,5 \times CR \times r \times S \times V^n$$

Donde

CR : Coeficiente que depende del número de Froude FR , el cual es un factor que es en función de las formas del buque.

Donde

$$FR: \frac{V}{\sqrt{g \times L}},$$

Donde

g: gravedad.

§ Resistencia de olas: Es la resistencia que depende tanto de las olas formadas por el buque al desplazarse como por las olas o el movimiento debido a las corrientes del fluido. RO

$$RO = 0,5 \times CO \times r \times S \times V^n$$

Donde

CO: Es un coeficiente Hidrodinámico dado en las tablas de navegación, el cual para remolcadores es 2×10^{-3}

§ Resistencia al viento: Es la resistencia que presenta el viento contra la súper-estructura y la obra muerta. Ra.

$$Ra = Ca \times \frac{r_a \times V_a}{2} Aa$$

Donde

Ca: coeficiente de aire, que para remolcadores varía entre 1,2 y 1,3.

Va: Velocidad del aire tomada de la escala de Beaufort

Aa: Área proyectada transversal de la obra muerta y súper-estructura...

Es de anotar que las fórmulas detalladas anteriormente de las resistencias son las conocidas como series sistemáticas (Estudios sistemáticos de formas realizados por diversos canales de ensayos hidrodinámicos, que garantizan dentro de un entorno o campo de aplicación los valores muy aproximados de las resistencias al avance del buque).

La resistencia de un remolcador a una velocidad determinada, es la fuerza necesaria para remolcarlo a una determinada velocidad, es decir, si

expresamos la velocidad en m/seg, la resistencia en Kg y la potencia efectiva en caballos de fuerza tenemos:

$$EHP = \frac{R.V}{75}$$

Dicha potencia es conocida como potencia efectiva, además de la resistencia natural que presenta el casco debemos anexarle la resistencia del buque, y la fuerza de empuje que el remolcador ejerce sobre el buque, es decir a la potencia efectiva debemos añadirle la potencia necesaria para empujar, entonces el arreglo o sistema propulsor debe ser capaz de permitir el desplazamiento a determinada velocidad del remolcador mas sus barcazas, botes o buques .etc.

- Calculamos la resistencia total, la Potencia efectiva, potencia al freno y potencia de desarrollo necesarios para el desplazamiento del remolcador en la gama de velocidades de 1 a 6 nudos. Usando ESPROB ¹¹

En el Cálculo se analizan las siguientes Potencias, Ver figura 36.

EHP (*Effective Horse Power*) Potencia Efectiva

BHP (*Break Horse Power*) Potencia salida del motor Propulsor.

SHP (*Shaft Horse Power*) Potencia entregada a la línea ejes por el motor Propulsor

DHP (*Development Horse Power*) Potencia desarrollada por la hélice

THP (*Thrust Horse Power*) Potencia útil devuelta por la hélice

¹¹ ESPROB: software para el cálculo de la propulsión, Realizado por la Ing. Nival, Nival y Martínez-Aparicio

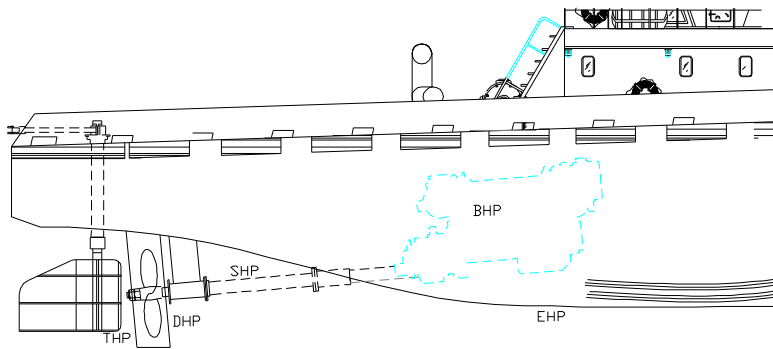


Figura 36. Potencias en el sistema propulsor.

Siendo EHP (Potencia Efectiva) la potencia necesaria para vencer la resistencia total que presenta el casco a desplazarse a una velocidad determinada, el valor de esta potencia es bastante inferior a la que necesariamente debe instalarse en el buque para alcanzar la velocidad correspondiente.

EHP (potencia efectiva) no está relacionada directamente con BHP (potencia al freno), sino que se utiliza el concepto de rendimiento hidrodinámico que afecta la combinación de la carena –Hélice, el cual es representando como una relación entre la Potencia Efectiva para vencer la resistencia (EHP) y la potencia útil entregada por el motor principal a la hélice (DHP). Conociéndose entonces la relación de EHP y la potencia desarrollada en la hélice (DHP) como el Coeficiente “Cuasi-Propulsivo” (Q.P.C) o η_D .

$$\eta_0(\text{Q. P. C}) = \frac{\text{EHP}}{\text{DHP}}$$

La DHP se determina partiendo de la potencia entregada al eje por el motor principal (SHP), la Potencia al eje se calcula deduciéndose un porcentaje de la BHP, la cual abarca las pérdidas en la línea de ejes, variando este porcentaje del 2 al 5%. (BHP>SHP)

El rendimiento de la hélice lo expresamos como la relación entre el empuje desarrollado por la hélice y la potencia liberada por este THP/DHP.

$$\eta_0 = \frac{THP}{DHP} = \frac{T.V}{2\pi n Q_0}$$

T empuje que produce la hélice cuando el agua le entra a una velocidad “Va” y gira a “n” revoluciones por segundo, absorbiendo un Par Motor Qo. (en aguas libres)

El Qo difiere cuando la hélice gira aislada, que cuando está detrás del codaste, siendo el codaste la parte final de la popa que se sumerge. Por la influencia del codaste se forma un fenómeno de turbulencia del fluido, ya que las líneas del fluido no se comportan uniformemente al desplazarse, originando efectos perturbadores al timón, es por esto que el rendimiento real del propulsor esta dado por:

$$\eta_0 = \frac{THP}{DHP} = \frac{T.Va}{2\pi n Q_0}$$

Donde

$$\eta_0 = \frac{\eta_B}{\eta_0} = \frac{Q_0}{Q} = \text{RENDIMIENTO ROTATIVO RELATIVO}$$

Otro valor que influye considerablemente es el Coeficiente entre el trabajo necesario para que el remolcador pueda vencer su resistencia (Potencia Efectiva) y el que debe emplear la hélice para dar el empuje necesario (Potencia de Empuje) el cual llamaremos Coeficiente “Rendimiento del Casco”

$$\eta = \frac{EHP}{THP} = \frac{R_T V}{T V_a} = \frac{1 - t}{1 - W_t}$$

$$\eta_D = \eta_H \quad \eta_R \quad \eta_O$$

- Nuevamente usando ESPROB, se calcula la resistencia total, la Potencia efectiva, potencia al freno y potencia de desarrollo necesarios para el desplazamiento del buque en la gama de velocidades de 1 a 5 nudos.

- Usando las tablas de la SERIE B (WAGENINGEN)¹², se calcula la eficiencia, diámetro y paso adecuados para las Hélices, así como el efecto de CAVITACION.

- Usando los diagramas K_T ¹³, $10K_Q$ y J , así como ecuaciones TROOST¹⁴ (Tanque de Holanda), se encuentran los coeficientes de empuje, torque, relación de avance, que permiten conocer el comportamiento del SISTEMA PROPULSOR. Potencia del motor, Razón de reducción (RPM), características de las hélices y Fuerza de empuje.

- Se grafica el comportamiento del sistema propulsor (Motor+reductor+ línea de ejes +hélice) sobre la curva del PAR MOTOR suministrado por el fabricante del motor principal. Los valores usados son nominales.

- Los procedimientos anteriormente señalados se usaron para calcular y analizar el comportamiento del buque operando tanto a favor o en contra de la corriente,

- Se utilizan los Diagramas K_T , $10K_Q$, J , siendo:

- K_T = Factor que es en función de (J , D , T , n)

- $10 K_Q$ = Factor de Torque en función de (DHP , n , D , Q)

- J = Coeficiente de Avance en función de (V_a , n , D)

-Diagramas Seriales K_1 , K_2 ,

K_1 = en función de (DHP , ρ , n , D)

K_2 , = en función de (Q , ρ , n , D)

¹² ANEXO 4

¹³ ANEXO 6

¹⁴ ANEXO 7

Donde:

V_a = Velocidad de Avance (depende de V y W)

W = Factor de Estela (influencia del fluido sobre el casco al deslizamiento)

V = Velocidad de la Unidad

D = diámetro de la hélice

T = empuje de la hélice

n = Revoluciones por segundo de la Hélice

Q = Torque, Par motor hélice

DHP = Potencia desarrollada en la hélice

ρ = Densidad

4.6.2 *BOLLARD PULL* REQUERIDO PARA REMOLCADORES

DETERMINACIÓN DEL *BOLLARD PULL* REQUERIDO PARA REMOLCADORES

Dependiendo de la situación local, la asistencia de remolcadores al zarpe o al arribo, generalmente se compone de tres fases:

- Fase donde el buque tiene velocidad o impulso.

El buque todavía está utilizando sus máquinas y timón para compensar las fuerzas de deriva causadas por viento, corrientes y/o olas o para mantener un rumbo determinado. Dependiendo de la situación, los remolcadores pueden ayudar en esta etapa.

- Fase intermedia.

Cuando el buque ha reducido la velocidad, entrando al área del muelle, zona de maniobras, girando en círculo o aproximación final al muelle. El buque tiene que ser detenido a cierta distancia. Cuando se reduce la velocidad, la capacidad de mantener un rumbo determinado también disminuye. Las hélices deben ser paradas y por ello la influencia del viento y corriente se incrementa por lo cual se requiere la ayuda de remolcadores con más frecuencia y por períodos más largos.

- Fase final de la maniobra de arribo.

El buque prácticamente está “muerto” en el agua cuando se inicia su giro en círculo cuando llega el momento de amarrarlo al muelle. El buque está bastante restringido para desarrollar una maniobra y no está en capacidad de compensar la influencia de las fuerzas del viento y corriente. Se requiere asistencia completa de remolcadores. Es en esta fase donde es importante contar con remolcadores con “*bollard pull*” suficiente, cuando el buque que está totalmente parado en el agua, está siendo influenciado por el viento, olas y corrientes marinas.

FACTORES QUE INFLUYEN EN LA DETERMINACIÓN DEL “*BOLLARD PULL*”

- Particularidades del Puerto: restricciones en el canal de entrada, características del acceso hacia el muelle, giros necesarios en dársenas y bahías, espacio para maniobrar cerca del muelle, paso por puentes, aguas poco profundas, bajos, otros barcos atracados, otros barcos fondeados en el camino de acceso, restricciones de velocidad, señalización marítima, etc.
- Tipo de construcción del muelle o amarradero: tipo de muelle, muelle abierto, estructura costa afuera, multiboyas de amarre, monoboya, etc.

- El buque: tipo, tamaño, calado, asiento, afinamiento del casco, eficiencia de marcha adelante/atrás, tipo de hélice, comportamiento durante maniobras, disponibilidad y eficiencia de “*bow thruster*” (hélice lateral de proa), característica del timón.
- Condiciones ambientales: dirección y fuerza del viento, corrientes marinas, olas, visibilidad, presencia de hielo.
- Método de asistencia del remolcador: remolcando con una línea sencilla por proa o popa, remolcando al costado del buque, remolcando o empujando combinando otros métodos.

El total de las fuerzas actuando sobre un buque podrían, en teoría, ser compensadas por los remolcadores cuando el “*bollard pull*” iguale el total de las fuerzas de viento, corriente y olas. Sin embargo, hay algunos factores que deben ser tenidos en cuenta:

Los remolcadores deben tener suficiente reserva de potencia para empujar o halar un buque por encima de la fuerza del viento y corriente o para parar la deriva del buque tan rápido como sea posible.

Los remolcadores no siempre están empujando o halando los buques con el ángulo adecuado. Por lo tanto, durante las maniobras el arribo o zarpe de un buque, este puede tener algún movimiento hacia adelante o hacia atrás. Los remolcadores intentan mantener su posición con el buque y para esto utiliza la potencia de sus máquinas en la misma dirección del movimiento del buque, reduciendo su capacidad de empujar o halar eficientemente. La misma situación ocurre cuando hay presencia de corrientes marinas y en el buque se presenta una velocidad relativa a través del agua.

El “*bollard pull*” real disponible en un remolcador no es 100% comparado con el original conseguido durante las pruebas iniciales de fabricación del equipo, por la acción del desgaste por uso del remolcador y adherencias en el casco.

Los remolcadores ubicados adelante y atrás durante maniobra con un buque no pueden, con frecuencia, empujar o halar con toda su potencia simultáneamente, aun cuando el “*bollard pull*” hacia adelante o atrás es considerado cuidadosamente, porque se deben tener en cuenta posibles momentos causados por el viento, corriente o asiento. Un buque puede comenzar a desplazarse o girar y en ese momento el remolcador en un extremo del buque debe reducir potencia para parar este desplazamiento.

Las hélices de los remolcadores muy cerca de los cascos de los buques producen lo que se conoce como el “lavado del casco” por parte del remolcador, lo que se refleja en reducción de la eficiencia de empuje del remolcador. Esto ocurre por no contar con líneas de remolque lo suficientemente largas o por ángulos de remolque incorrectos.

4.6.3 CÁLCULO DE LAS HÉLICES

Las hélices derivan su empujón impulsor acelerando el fluido en que trabajan.

Esta acción está de acuerdo con las leyes de movimiento de Newton, es la fuerza necesaria que se exige al alterar el estado de movimiento de cualquier cuerpo material en magnitud o dirección; y que la acción de una fuerza en un cuerpo, éste, realiza una fuerza de igual intensidad y dirección pero de sentido contrario sobre el cuerpo que la produjo.

La primera ley de newton se expresa por la ecuación

$$f = m \cdot \frac{dv}{dt}$$

Donde

f = Fuerza ejercida en el cuerpo

m = masa del cuerpo

dv/dt = aceleración del cuerpo

Integrando entre 0 y t segundos, conseguimos

$$\int_0^t f \cdot dt = m \cdot v_2 - m \cdot v_1$$

Donde v_1 y v_2 son las velocidades de principio y fin en el intervalo de tiempo.

La expresión

$$\int_0^t f \cdot dt$$

El impulso de la fuerza en intervalo del tiempo cero a t , y el producto de masa y velocidad es la velocidad adquirida. La ecuación del impulso de la fuerza en un intervalo de tiempo dado es igual al cambio del momentum producido por la Fuerza durante dicho intervalo.

En el caso especial cuando F es constante durante el intervalo de tiempo, la ecuación se reduce a

$$f \cdot t = m \cdot v_2 - mv_1$$

Además, cuando el intervalo de tiempo es 1 segundo, tenemos

$$f = m \cdot v_2 - mv_1$$

En el caso de una fuerza constante el cambio en la velocidad adquirida en la unidad de tiempo es igual a la fuerza que produjo el cambio.

La hélice se compone de las palas, que son fijadas a una manzana. Para los remolcadores se recomiendan que el numero de palas sea de 3 a 5.

Cada pala se forma de dos superficies helicoidales de las cuales una forma la cara de presión y la otra la cara de succión. La cara de presión es la superficie de la pala que está a popa y la cara de succión es la que está a proa.

Recordando el principio de creación de la superficie helicoidal, cuando se produce el desplazamiento o translación del segmento "AD" llamado la generadora a lo largo del eje "AO" y por la rotación simultánea de este eje; si interceptamos esta superficie con un cilindro teniendo el mismo eje "AO", la distancia que se traslada la generadora "AD" durante una rotación se llama paso (h), si desarrollamos la superficie del cilindro citado al plano obtenemos el triangulo de paso. Ver figura.

37

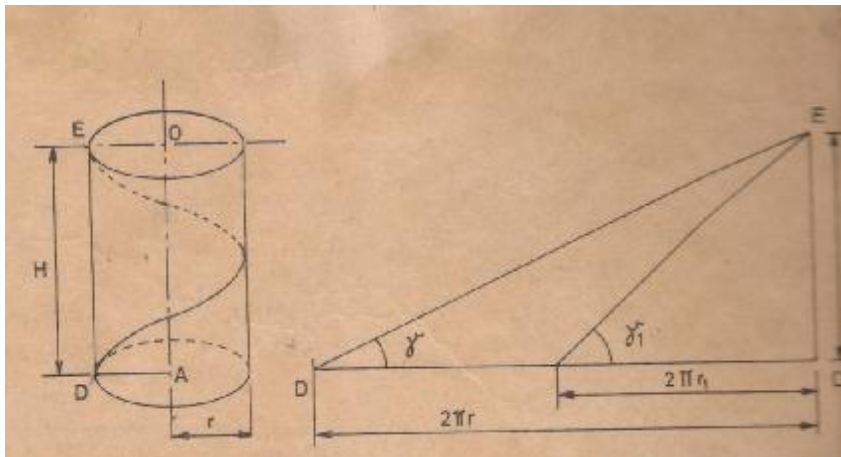


Figura. 37 Desplazamiento helicoidal.

Donde

$$\text{TANG} = \frac{H}{2pR}$$

$$H = \text{PASO}$$

4.7 CÁLCULOS

Partiendo del *Bollard pull* esperado (50 *bolladr pull*), se calculan las dimensiones principales del Remolcador, tales como Eslora, Manga, Puntal, Franco bordo, Calado, asiento de Proyecto y desplazamiento.

$$TPF = \frac{BHP}{K} \Rightarrow BHP = TPK \times K \quad (\text{Ver ítem 4.4})$$

Por solicitud del armador $TPF=50$ Bollard Pull. Aplicando la anterior ecuación tenemos que la Potencia al freno necesaria es:

$$BHP = 50 \times 68 = 3400HP$$

Se usa el valor $k = 68$ (ver Tabla 1)

Calculado el BHP, procedemos a encontrar el Desplazamiento total del remolcador

$$\Delta = a \times BHP^{1.5} / V^2$$

$$a = 0,22$$

$V = 10$ nudos

Los valores tanto de a , como de V son los usuales para este tipo de remolcador

$$\Delta = 435T$$

Por las recomendaciones de la ref. Proyecto Básico del Buque Mercante, capítulo 2.11, tenemos que la eslora de cálculo puede ser:

$$L^3 = K_3 \times \Delta \quad m$$

Donde:

DESPLAZAMIENTO (T)	K_3
200	48
600	60
1000	64
1800	68
2600	71

TABLA 3. Valores de K_3

Aplicando la tabla 3, se concluye que el valor de k_3 , para nuestro desplazamiento debe ser $48 < k_3 < 60$ y remitiéndonos a las recomendaciones sugeridas por diseñadores navales, tal como Ing. Magaly Martinez Aparicio, tomamos el valor de 50.

$$L = \sqrt[3]{50 \cdot 435} = 27,82m$$

Manga Moldeada

Como la relación Eslora/ Manga puede estar entre $2.8 \leq L/B \leq 4.4$, tenemos que:

$$B = L/3 = 9.28m$$

Se toma el valor de 9,15 m por cuanto las laminas de acero comercialmente vienen en las medidas de 6x1,83 m, para lo cual necesitaríamos 5 láminas pegadas, disminuyendo la cantidad de retales de acero.

Puntal

Por la relación $1.9 \leq B/D \leq 2.3$ = escogemos un Puntal de 4,50 m, valor por similitud a otros remolcadores del mismo tipo que se encuentran en operación.

$$D = B/2 = 4.57m$$

Calado de navegación. Es el calado resultante del promedio de los calados tanto en Proa como en Popa, para el desplazamiento total.

Como el máximo calado (C) es $D-F=4,5-F$; donde F (Francobordo) debe ser mayor que $B/10=0.915m$; tomamos el valor de $1,0\text{ m} \Rightarrow C=4.5-1=3.5m$

Aunque no está reglamentado es usual que los diseñadores, para este tipo de casco, usen valores de $L_{pp}=0.945 \times L$, en esta etapa inicial del diseño.

Siendo el asiento

$$0.04L_{pp} \leq \text{Asiento del proyecto} \leq 0.06L_{pp}$$

$$\text{Asiento del Proyecto} = 0.05 \cdot 26.20 = 1.31$$

Por el tratado internacional LL66 el calado de navegación debe tomarse en la sección media del Buque. Para los remolcadores es usual escoger que el Calado de Popa es aproximadamente igual al puntal (D) debido a los esfuerzos en la operación del remolcador por lo cual el calado a popa:

$$T_{pp} = D$$

Y el calado a Proa es la Resta del calado de Popa menos el asiento Proyectado:

$$T_{pr} = 3.5 - 1.31 = 2.19\text{ m}$$

$$\text{Siendo el Calado de navegación: } \frac{2.19 + 3.5}{2} = 2.85m$$

Resumiendo los cálculos anteriores de las Dimensiones Principales, Eslora Total, Manga, Puntal, calado de Navegación, etc. Se sintetizan en la siguiente Tabla. Ver tabla 4.

ESLORA TOTAL	27,85	Metros
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES	26,20	Metros
ESLORA CALCULO	27,15	Metros
MANGA MOLDEADA	9,15	Metros
PUNTAL	4,50	Metros
CALADO DE NAVEGACIÓN	2,85	Metros
DESPLAZAMIENTO	435	t
TRIMADO	1,31	Popa

TABLA 4. Dimensiones principales

De acuerdo a lo decretado por la Autoridad Naval de Colombia , DIRECCION GENERAL MARITIMA (DIMAR), en la Resolución 0233 DIMAR DIGEN DE 2004, esta embarcación se clasifica así: Ver tabla 5

TIPO DE NAVE	40,2
CLASE DE NAVEGACION	B
CLASE DE TRAFICO	02
CLASE DE SERVICIO	g
NOMBRE	RO-01-08
ARMADOR	

TABLA 5. Clasificación según DIMAR

4.7.1 Líneas de forma

Usando las teorías y recomendaciones detalladas en este documento y las indicaciones y asesorías de la Ing. Naval Magaly Martínez –Aparicio se llegó al siguiente plano preliminar de líneas de forma. Ver anexo 9

Los planos de forma es la representación grafica de la forma de un buque proyectado sobre tres planos coordenados. Ver figura 38

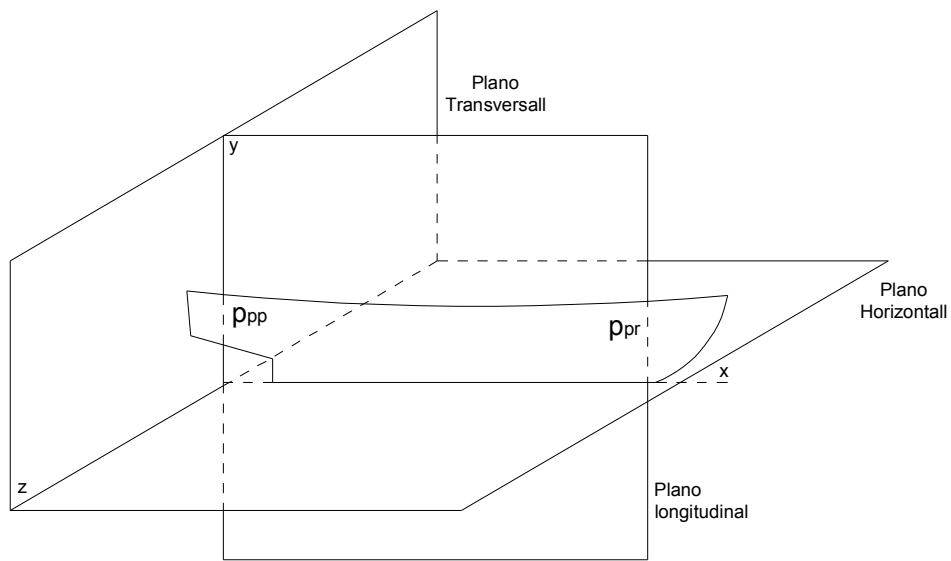


Figura 38 Representación de las formas de un buque en el espacio.

Como el casco de un remolcador es un objeto tridimensional que tiene las dimensiones de Eslora (largo), Manga (ancho) y Puntal (alto), y además superficies curvas en cada una de estas dimensiones, un dibujo simple del buque no es representación adecuada y completa de las líneas del casco, es por esta razón que debe contener los tres planos siguientes: Plano longitudinal (Plano de Perfiles) planos xy , Plano superior (Plano de Líneas de agua o Semimangas) planos xz , y plano transversal (Plano de Cuerpo o Secciones) planos yz .

Visualizando las formas del plano de cuerpo, que son cortes transversales, podemos ir estructurando las curvas del cuerpo del remolcador, detallando las secciones de Proa, sección media y sección Popa. El conjunto de estos cortes transversales, plano yz , al ser interceptados por líneas horizontales equidistantes sobre el eje y , nos proporcionan las vistas de las líneas de agua, que podemos graficar sobre un plano xz , configurando vistas superiores que es lo que se denomina semimangas, si por el contrario trazamos líneas verticales equidistantes sobre el eje z de las secciones transversales, obtendremos planos xy , que son denominados perfiles.

4.7.2 Cálculos preliminares de estabilidad estática.

Se utiliza un software¹⁵ basado en el cálculo integral. Calculando las áreas bajo las curvas de las líneas de agua que se leen en el plano de líneas de forma se sacan las dimensiones de las semimangas para cada línea de agua. Ver TABLA. 6

MEDIDAS SEMIMANGAS									
Estación	Líneas de agua								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0						0,63	1,73	2,10	2,29
1				1,40	2,88	2,76	3,17	3,57	3,59
2		0,88	2,12	2,83	3,22	3,49	3,75	4,04	4,04
3		1,90	2,94	3,43	3,64	3,87	4,08	4,25	4,25
4		2,48	3,59	3,78	3,95	4,10	4,26	4,34	4,34
5		3,01	3,88	4,02	4,14	4,24	4,34	4,39	4,39
6		3,43	4,07	4,16	4,25	4,33	4,41	4,43	4,43
7		4,11	4,21	4,28	4,35	4,41	4,47	4,47	4,47
8		4,26	4,34	4,40	4,45	4,51	4,58	4,58	4,58
9		4,26	4,34	4,40	4,45	4,51	4,58	4,58	4,58
10		4,26	4,34	4,40	4,45	4,51	4,58	4,58	4,58
11		4,23	4,34	4,40	4,45	4,51	4,58	4,58	2,52
12		3,31	4,34	4,40	4,45	4,51	4,58	4,58	0,85
13		2,29	4,31	4,37	4,43	4,51	4,58	4,58	
14			2,98	4,32	4,39	4,46	4,55	4,75	
15				4,24	4,32	4,39	4,46	4,47	
16				1,91	4,39	4,33	4,41	4,41	
17					3,63	4,20	4,31	4,35	
18					2,36	4,14	4,24	4,32	
19					1,72	3,79	4,01	4,01	
20						3,32	3,32		

TABLA 6. Medidas Semimangas

¹⁵ Software diseñado por la Ingeniería Naval Miguel y Martínez-Aparicio, para el cálculo de la estabilidad Estática y Dinámica de un Buque. [2]

Con lo cual se consiguen datos para realizar las curvas de estabilidad, a determinados calados, ver anexo 9.

CALADOS	CALADOS	DESPLAZAMIENTO	VOLUMEN CARENA	TPC	MTC	KM	KB	BM	LCF
m	PIES	t	m ³	t/cm	m*t/cm	m	m	m	m
2,83	9,28	425,22	414,85	2,31	4,61	4,51	1,67	2,84	-1,56
2,84	9,32	427,31	416,88	2,31	4,63	4,51	1,68	2,83	-1,58
2,85	9,35	429,40	418,92	2,31	4,65	4,50	1,68	2,82	-1,59
2,86	9,38	431,49	420,96	2,32	4,66	4,50	1,69	2,81	-1,61
2,87	9,42	433,58	423,00	2,32	4,68	4,49	1,70	2,80	-1,63
2,88	9,45	435,68	425,05	2,33	4,70	4,49	1,70	2,79	-1,64

TABLA 7. Fracción de resultados de estudio de estabilidad estática preliminar

Para ver gráficamente los valores de la tabla 7 completos, ver anexo 9.

Entrando con el calado de navegación 2,85 metros, podemos leer los valores de desplazamiento total de la unidad, el KM (metacentro), con el cual conociendo el KG (centro de gravedad transversal) podemos encontrar la altura metacéntrica, así mismo tenemos los valores de TPC, que es la cantidad de toneladas necesarias para que el casco se sumerja o emerja 1 cm de calado. El MTC, que es el momento de asiento unitario proporcionado al aumentar o disminuir x toneladas a determinadas distancias. El KB, que es el centro de boyantes el cual es el centro geométrico del volumen sumergido del casco. El BM, es el radio de giro del casco y el LCF es el centro de flotabilidad longitudinal.

Los valores que encontramos con el calado de 2,85 se encuentran dentro de los valores normales y aceptados para este tipo de remolcador, con excepción del valor de LCF, lo que nos indica que el centro de flotación longitudinal está muy cercano de la sección media hacia proa, lo cual genera un aproamiento que no es conveniente para la faena normal del remolcador, por lo cual se recomienda que

en un estudio posterior se ajuste teniendo en cuenta los pesos tales como lastre, de tal manera que la posición de este centro esté más hacia popa.

4.7.3 Cálculos preliminares de propulsión.

4.7.3.1 Cálculos preliminares de resistencia total al avance.

Para poder realizar los cálculos de resistencia total al avance del buque, es necesario partir de las dimensiones principales, desplazamiento, coeficientes de forma, antes calculados, el software ESPROB requiere los siguientes datos de entrada. Ver tabla 8

Datos		
Eslora	27,85	m
Eslora entre Perpendiculares	26,20	m
Eslora línea de agua	27,55	m
Manga	9,15	m
Calado a Popa T_{popa}	3,50	m
Calado a Proa T_{proa}	2,19	m
Calado	2,85	m
Desplazamiento	431,32	t
Densidad del agua ($Kgf.s^2/m^4$)	102,00	
Volumen de Carena	422,86	m^3
LCB	0,20	m
Área Transversal del bulbo A_{BT}	0,00	
Centroide del área transversal del bulbo h_B	0,00	
Coeficiente de Bloque	0,62	
Coeficiente Sección media	0,90	
Coeficiente de línea de agua	0,95	
Coeficiente Prismático	0,69	
Área Transversal sumergida de popa	19,86	
Superficie mojada de apéndices	3,50	

Parámetro C_{sterm}	10,00	
Diámetro de la Hélice	2,20	M
Numero de palas	4	
Claro entre la propala y la bases de quilla	0,176	M
Paso	1,98	M
Velocidad	3	Nudos
Viscosidad	9,60E-07	
L/B	3,01	
L^3/V	49,45	
B/L	0,33	
L/T	9,68	
T/B	0,31	
T_{Proa}/L	0,08	
B/TA	2,61	
TA/D	1,59	

TABLA 8. Datos para cálculo de resistencia

Con los datos escritos en la tabla 8, ESPROB haciendo uso de las ecuaciones descritas anteriormente, calcula los valores tales como:

$$Re = \text{Numero de Reynolds} = \frac{v \times L}{\vartheta}.$$

Recordando que L= eslora, v= velocidad del buque y ϑ = coeficiente de viscosidad del fluido.

$$Fn = \text{numero de Froude} = \frac{v^2}{g \times L}.$$

Donde g = gravedad

R_T = resistencia total que se calcula con las ecuaciones descritas en el ítem 4.6.1.

El valor de resistencia se da en Kgf (kilogramo fuerza) y en KN (kilo Newtons)

Los valores de EHP, BHP y SHP son detallados en el ítem 4.6.1.

$P_E = EHP$ dado en kilo watios ($0,7457 \text{ kW} = 1 \text{ HP}$)

Todos estos valores están en función de la velocidad del barco, es por esto que ESPROB realiza la operación desde 1 nudo hasta 10 nudos para este tipo de casco, ya que, a partir de 8,5 nudos la relación velocidad potencia se dispara exponencialmente de tal manera que se necesita el doble de potencia para incrementar tan solo un nudo de velocidad. Lo cual no es rentable ya que se aumenta en gran proporción los costos para el incremento de los resultados a obtener. Si graficamos estos valores donde la velocidad es la abscisa y la potencia BHP es la ordenada se llega a un punto que pasados los diez nudos la curva tiende a volverse vertical, lo cual indica que por más que se aumente la potencia el incremento de la velocidad es mínimo, esto es debido a que las formas del casco propuesto en este trabajo de grado son “llenas” de un coeficiente de bloque alto, 0,62, es decir se llena más del 60% del volumen del paralelepípedo circunscrito.

Velocidad		Re	F_n	R_T	R_T	EHP	BHP	SHP	P_E
Nudos	m/s			Kgf	kN	HP	HP	HP	kW
1	0,515	1,48E+07	0,031	170,64	0,17	1,17	3,35	3,11	0,87
2	1,03	2,96E+07	0,063	674,82	0,67	9,27	26,48	24,63	6,91
2,5	1,2875	3,69E+07	0,078	1049,32	1,05	18,01	51,47	47,86	13,43
3	1,545	4,43E+07	0,094	1504,12	1,50	30,98	88,53	82,33	23,11
3,5	1,8025	5,17E+07	0,110	2038,25	2,04	48,99	139,96	130,16	36,53
4	2,06	5,91E+07	0,125	2650,82	2,65	72,81	208,03	193,46	54,29
4,5	2,3175	6,65E+07	0,141	3341,07	3,34	103,24	294,97	274,32	76,99
5	2,575	7,39E+07	0,157	4108,91	4,11	141,07	403,06	374,85	105,20
5,5	2,8325	8,13E+07	0,172	4955,94	4,96	187,17	534,77	497,34	139,57
6	3,09	8,87E+07	0,188	5887,33	5,89	242,56	693,02	644,51	180,88
6,5	3,3475	9,61E+07	0,204	6914,23	6,91	308,61	881,73	820,01	230,13
7	3,605	1,03E+08	0,219	8056,59	8,06	387,25	1106,44	1028,99	288,78
7,5	3,8625	1,11E+08	0,235	9345,70	9,35	481,30	1375,15	1278,89	358,91
8	4,12	1,18E+08	0,251	10826,10	10,83	594,71	1699,18	1580,24	443,48
8,5	4,3775	1,26E+08	0,266	12556,61	12,56	732,89	2093,96	1947,39	546,51
9	4,635	1,33E+08	0,282	14610,38	14,61	902,92	2579,78	2399,19	673,31
9,5	4,8925	1,40E+08	0,298	17073,99	17,07	1113,79	3182,27	2959,51	830,56

10	5,15	1,48E+08	0,313	20045,76	20,05	1376,48	3932,79	3657,49	1026,44
----	------	----------	-------	----------	-------	---------	---------	---------	---------

TABLA 9. Resultados de resistencia

§ Cálculos de equipos y elementos del sistema propulsor

En los resultados de resistencia podemos leer que el BHP a 10 nudos es 3932HP, es decir que para que el remolcador alcance dicha velocidad se tienen que instalar motores que, sumando su potencia lleguen a las 3932hp, El valor real de la potencia a instalar será determinado después de los siguientes cálculos: Ver tabla 10.

donde CF= coeficiente de fricción = $\frac{0,075}{(\log Rn - 2)^2}$, formula empírica de la octava conferencia internacional de los superintendentes de los tanques de remolque 1957.

CV= coeficiente de viscosidad

W = coeficiente de estela, que es la interacción entre el casco y la hélice, el cual depende de las formas del buque = $0,3095C_B + 10C_V C_B - 0,23D/(BT)^{1/2}$

t = Coeficiente de empuje, que es la interacción de la hélice con el codaste del buque = $0,325C_B - 0,885D/(BT)^{1/2}$

Velocidades						
nudos	m/seg	Rn	CF	CV	w	t
1	0,515	1,48E+07	1,46E-03	2,78E-02	0,26	0,12
2	1,03	2,96E+07	1,34E-03	2,76E-02	0,26	0,12

2,5	1,2875	3,69E+07	1,31E-03	2,75E-02	0,26	0,12
3	1,545	4,43E+07	1,28E-03	2,75E-02	0,26	0,12
3,5	1,8025	5,17E+07	1,26E-03	2,75E-02	0,26	0,12
4	2,06	5,91E+07	1,24E-03	2,74E-02	0,26	0,12
4,5	2,3175	6,65E+07	1,23E-03	2,74E-02	0,26	0,12
5	2,575	7,39E+07	1,21E-03	2,74E-02	0,26	0,12
5,5	2,8325	8,13E+07	1,20E-03	2,74E-02	0,26	0,12
6	3,09	8,87E+07	1,19E-03	2,73E-02	0,26	0,12

TABLA 10. Resultados de cálculos para determinar la potencia

Hallados los coeficientes (w) de estela y empuje (t), SPROB calcula el par motor máximo a diferentes velocidades de avance (Va) que depende del coeficiente de estela, ya que esta velocidad es la del buque corregido por el efecto de estela.

$$V_a = v (1 - w).$$

Escogida la potencia del motor propulsor BHP, para diez nudos máxima velocidad del buque, encontramos que la potencia entregada en la hélice DHP nos proporciona un par motor máximo (Q_{maximo}) que es el límite máximo de trabajo sin sobre cargar el motor, de acuerdo al fabricante. Es necesario encontrar los Q para cada velocidad de avance que presenta el remolcador durante la operación, hasta deducir que gama de razón de reducción es la adecuada para no sobre pasar el Q_{maximo} del motor. Obteniendo entonces cuales deben ser las revoluciones que deben llegar a la hélice, para encontrar los Q ESPROB se basa en la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{10kQ \times n^2 \times D^5}{344,21}$$

Donde:

10kQ= Polinomio de regresión¹⁶ Factor de Torque en función de (DHP, n, D, Q)

D = diámetro de la hélice.

¹⁶ Oosterveld, M.W.C., y, Van Oossanen, P., Further computer – Analyzed Data of the Wangeningen B-Screw series. International Shipbuilding Progress, Julio 1975. 2

n = revoluciones por minuto.

J = Coeficiente de Avance en función de (V_a , n, D)

Navegación

Velocidad de arrastre 2 a 5 nudos

$$Q_{\text{maximo}} = \text{DHP} \cdot 716.2/n$$

Para Remolque 2 nudos

$$Q_{\text{maximo}} = 7548,75 \text{ m.Kg}$$

$$V_a = 1,47 \text{ Nudos}$$

Gama de revoluciones sin sobre pasar Q_{maximo}						Q
n	J	KQ			10KQ	
210,00	0,098	0,021	0,027	0,225	0,8564	5654,83
225,00	0,092	0,021	0,027	0,212	0,8432	6390,95
240,00	0,086	0,021	0,027	0,200	0,8315	7171,34
255,00	0,081	0,021	0,027	0,190	0,8213	7996,00
270,00	0,077	0,021	0,027	0,181	0,8122	8864,93
285,00	0,072	0,021	0,027	0,173	0,8040	9778,14
300,00	0,069	0,021	0,027	0,166	0,7967	10735,62
Para 2,5 nudos						
$V_a =$	1,84				nudos	
n	J				10KQ	
210,00	0,123	0,021	0,026	0,275	0,9234	6096,97
225,00	0,115	0,021	0,026	0,259	0,9068	6873,41
240,00	0,108	0,021	0,026	0,244	0,8923	7695,27
255,00	0,101	0,021	0,027	0,231	0,8795	8562,56
270,00	0,096	0,021	0,027	0,220	0,8681	9475,28
285,00	0,091	0,021	0,027	0,210	0,8579	10433,42
300,00	0,086	0,021	0,027	0,201	0,8487	11437,00

Para 3 nudos						
Va=	2,21				nudos	
n	J				10KQ	Q
210	0,221	0,019	0,024	0,472	1,1344	7490,25
225,00	0,206	0,020	0,024	0,442	1,1048	8373,86
240,00	0,193	0,020	0,024	0,416	1,0788	9303,85
255,00	0,182	0,020	0,025	0,394	1,0559	10280,24
270,00	0,172	0,020	0,025	0,373	1,0356	11303,01
285,00	0,163	0,020	0,025	0,355	1,0173	12372,16
300,00	0,154	0,020	0,025	0,339	1,0009	13487,70
Para 3,5 nudos						
Va=	2,58				nudos	
n	J				10KQ	Q
210,00	0,257	0,019	0,023	0,546	1,2207	8059,94
225,00	0,240	0,019	0,023	0,512	1,1861	8990,60
240,00	0,225	0,019	0,023	0,481	1,1559	9968,47
255,00	0,212	0,020	0,024	0,455	1,1292	10993,54
270,00	0,200	0,020	0,024	0,431	1,1055	12065,81
285,00	0,190	0,020	0,024	0,410	1,0842	13185,29
300,00	0,180	0,020	0,025	0,391	1,0651	14351,97
Para 4 nudos						
Va=	2,95					
n	J				10KQ	Q

210	0,294	0,018	0,021	0,620	1,3054	8619,13
225,00	0,275	0,018	0,022	0,581	1,2659	9595,35
240,00	0,257	0,019	0,023	0,546	1,2314	10619,49
255,00	0,242	0,019	0,023	0,516	1,2009	11691,55
270,00	0,229	0,019	0,023	0,489	1,1738	12811,53
285,00	0,217	0,020	0,024	0,464	1,1495	13979,42
300,00	0,206	0,020	0,024	0,443	1,1277	15195,24
Para 4,5 nudos						
Va=	3,32					
n	J				10KQ	Q
210,00	0,331	0,017	0,020	0,694	1,3888	9170,15
225,00	0,309	0,018	0,021	0,650	1,3445	10190,77
240,00	0,290	0,018	0,022	0,611	1,3056	11259,95
255,00	0,273	0,018	0,022	0,577	1,2714	12377,69
270,00	0,258	0,019	0,023	0,546	1,2409	13543,98
285,00	0,244	0,019	0,023	0,519	1,2136	14758,83
300,00	0,232	0,019	0,023	0,495	1,1890	16022,23
Para 5 nudos						
Va=	3,69					
n	J				10KQ	Q
210,00	0,368	0,016	0,019	0,768	1,4713	9714,60
225,00	0,343	0,017	0,020	0,719	1,4220	10778,69
240,00	0,322	0,017	0,020	0,676	1,3789	11891,93
255,00	0,303	0,018	0,021	0,638	1,3409	13054,31
270,00	0,286	0,018	0,022	0,604	1,3070	14265,81
285,00	0,271	0,018	0,022	0,574	1,2767	15526,44
300,00	0,258	0,019	0,023	0,547	1,2494	16836,20

Para 5,5 nudos						
Va=	4,06					
n	J				10KQ	Q
210,00	0,405	0,015	0,017	0,842	1,5529	10253,64
225,00	0,378	0,016	0,018	0,788	1,4988	11360,46
240,00	0,354	0,016	0,019	0,741	1,4514	12516,95
255,00	0,333	0,017	0,020	0,699	1,4096	13723,10
270,00	0,315	0,017	0,021	0,662	1,3723	14978,91
285,00	0,298	0,018	0,021	0,628	1,3390	16284,38
300,00	0,283	0,018	0,022	0,598	1,3090	17639,49
Para 6 nudos						
Va=	4,43					
n	J				10KQ	Q
210,00	0,442	0,014	0,016	0,916	1,6339	10788,13
225,00	0,412	0,015	0,017	0,857	1,5749	11937,05
240,00	0,386	0,016	0,018	0,806	1,5232	13136,12
255,00	0,364	0,016	0,019	0,760	1,4776	14385,35
270,00	0,344	0,017	0,020	0,719	1,4370	15684,71
285,00	0,325	0,017	0,020	0,683	1,4007	17034,21
300,00	0,309	0,018	0,021	0,650	1,3680	18433,84

TABLA 11. Gama de revoluciones a diferentes velocidades

Basado en los cálculos de la tabla 11, SPROB, escoge la gama de revoluciones que no producen un Q por encima del máximo, para diferentes velocidades de avance, resaltándolas las celdas con un color amarillo. Es decir para una velocidad avance de 2 nudos corresponde un Q de 7996 a 255 RPM de la hélice (85%) el cual está ligeramente por encima del valor máximo, para una velocidad de avance de 2.5 nudos los valores más aproximados están entre la gama de 75 a

80% de la RPM de la hélice y para una velocidad de 3 nudos tenemos que el Q es 7490 a 70% de la RPM de la hélice. Así mismo se concluye que el remolcador empleando los 50 Bollard Pull, máxima capacidad de tiro, no debe exceder los 3 nudos de velocidad. Ver tabla 12

	Grafico Q vs RPM								
	RPM	Q 2	Q 2.5	Q 3	Q 3,5	Q 4	Q 4,5	Q 5	Q 5,5
70%	210	5655	6097	7490	8060	8619	9170	9715	10254
75%	225	6391	6873	8374	8991	9595	10191	10779	11360
80%	240	7171	7695	9304	9968	10619	11260	11892	12517
85%	255	7996	8563	10280	10994	11692	12378	13054	13723
90%	270	8865	9475	11303	12066	12812	13544	14266	14979
95%	285	9778	10433	12372	13185	13979	14759	15526	16284
100%	300	10736	11437	13488	14352	15195	16022	16836	17639

El Par máximo 7548,75 mxKg sucede a 237 RPM , (80% de las RPM en la hélice)
que corresponde a 720 RPM del motor (80% RPM continuas del motor propulsor)
siendo la velocidad de arrastre 2,7 Nudos
El Empuje desarrollado a dichas RPM es:

$$J = 30,86683 \cdot (V_a / n \cdot D)$$

$$J = 0,075$$

$$T = 58016,49 \text{ Kg}$$

TIRO A PUNTO FIJO

$$\begin{aligned} V_a &= 0 \\ J &= 0 \\ KT &= 1,48 \quad 1,5058 \quad 1,5059 \quad 0,61 \\ KQ &= 0,022 \quad 0,031 \quad 0,026 \quad 0,6571 \quad 0,6571 \\ RPM^2 &= 7,67E+04 \\ RPM &= 277 \\ T &= 31853,31 \end{aligned}$$

Naturalmente el empuje desarrollado por los propulsores será mayor que el tiro efectivo ya que existen unas pérdidas de empuje debidas a las influencias del codaste, efectos de succión, etc.; según la experiencia, Estas, perdidas varían entre 5 y el 10% del empuje calculado.
Tomando un 3% de perdidas

$$F = 30897,7 \text{ Kg}$$

$$\text{Bollard Total} = 45,44 \text{ T}$$

TABLA 12. Resultado de bollard pull, arrojados por el Software SPROB

Teniendo la Velocidad de avance sin sobre cargar el motor (ver tabla 12) y el diámetro máximo de la hélice (ver tabla 8), SPROB, relaciona una gama de diámetros con los polinomios 10KQ , J y KT dando como resultado el diámetro de la hélice efectivo que proporcionará el máximo empuje, sin sobre cargar el sistema

(Motor propulsor, reductor, línea de ejes, cojinetes y hélice). Para máximo empuje que proporcionaría una hélice. Ver Tabla 13

CONDICION DE EMPUJE

Variando el diámetro se verifica que diámetro proporciona el máximo empuje

Velocidad de EMPUJE 2,7 NUDOS

Rn 3,69E+07

D(pul)	D(m)	J	10KQ	P/D	KT		KT	T
86	2,18	0,0867	0,5805	0,9	1,4	1,4327	1,4326	74119
87	2,21	0,0857	0,5479	0,9	1,4	1,4336	1,4334	77674
88	2,24	0,0848	0,5175	0,85	1,26	1,2931	1,293	73381

TABLA 13. Condición de empuje

Como síntesis SPROB, arroja la tabla 14. Donde recomienda que para el tipo de casco propuesto, debe colocarse dos motores de 1700BHP c/u a 900RPM, las cuales deben ser reducidas a 300RPM, en la hélice, con una razón de reducción 3 a 1. Y para que el sistema no se sobre cargue y sea optimo, la hélice debe tener un diámetro de 87", un paso de 78" , para que la relación paso diámetro sea 0,90, de 4 aspas y una razón de área de 0,50. Ver Tabla 14 resultados de propulsión software SPROB.

Resultados.

Motores propulsores			
BHP	3400		
RPM	900		
Cantidad	2		
Reducción	3,0:1	300,00	RPM
DHP	3162		
Hélices Propuesta		87"x78"	
P/D		0,90	
# ASPAS		4	
Ae/A0		0,75	

TABLA 14. Resultados de propulsión Software SPROB

5 RECURSOS

Se estima en base al precio del acero naval ASTM A131, acero estructural ASTM A36, soldadura, oxígeno, gas, mano de obra, limpieza y pintura, equipos de apoyo, servicios generales, control de calidad y dirección técnica que el costo del kilo de acero instalado, a la fecha de diciembre 15 2008, es de \$12.000 pesos colombianos más los gastos administrativos(12%).

Ya que estamos hablando de un remolcador cuyo desplazamiento es de 130 toneladas¹⁷ el presupuesto aproximado para la construcción del casco es de \$1,560.000.000 pesos colombianos, ahora, teniendo en cuenta que para el sistema propulsor lo más significativo son los motores y los reductores, de características antes mencionadas, estos tienen un valor aproximado de \$460.000 pesos colombianos por caballo de fuerza (para los motores) y cada reductor está aproximadamente en \$115.000.000.

Por lo tanto los costos preliminares para la construcción¹⁸ del casco y su respectivo sistema propulsor, para este remolcador, se relaciona en la TABLA. 15:

	PRECIO UNITARIO * KILO INSTALADO	CASCO	SISTEMA PROPULSOR
MATERIAL	\$ 2.950	\$ 383.500.000	
MANO DE OBRA	\$ 3.000	\$ 390.000.000	
LIMPIEZA Y PINTURA	\$ 3.000	\$ 390.000.000	
EQUIPO DE APOYO	\$ 1.000	\$ 130.000.000	
SOLDADURA	\$ 350	\$ 45.500.000	
OXIGENO	\$ 400	\$ 52.000.000	

¹⁷ Ver ítem 4.7 cálculos.

¹⁸ Ver cronograma de construcción en ANEXO 8.

GAS	\$ 100	\$ 13.000.000	
SERVICIOS GENERALES	\$ 500	\$ 65.000.000	
CONTROL DE CALIDAD	\$ 300	\$ 39.000.000	
DIRECCION TECNICA	\$ 400	\$ 52.000.000	
MOTORES \$460.000 X CABALLO DE FUERZA			\$ 1.564.000.000
REDUCTORES			\$ 115.000.000
LÍNEA DE EJES, ARBOTANTES Y COJINETES (X 2)			\$ 120.000.000
HELICES (x 2)			\$ 100.000.000
DIRECCION TECNICA PROPULSORICA			\$ 200.000
TOTAL SISTEMA PROPULSOR			\$ 1.899.200.000
TOTAL CASCO DE 130 TONELADAS		\$ 1.560.000.000	
COSTO DE DISEÑO		\$ 276.000.000	
ADMINISTRACION		\$ 448.224.000	
TOTAL PROYECTO		\$ 4.183.424.000	

TABLA15. Costos preliminares para la construcción del casco y su sistema propulsor

5.1 PERSONAL

1- CUADRILLA PAILEROS-TALLER	1	Maestro Pailero
	1	Soldador Calificado
	1	Ayudante adelantado
	1	Ayudante
2-CUADRILLA TALLER	1	Pailero
	1	Ayudante adelantado
	1	Ayudante
3-CUADRILLA CAMPO	1	Soldador -cortador
	1	Soldador Calificado
	1	Ayudante Adelantado

4- CUADRILLA CONSTRUCTORES	2	Soldadores calificados
	2	Ayudantes
5- CUADRILLA LIMPIEZA Y PINTURA	2	Sandblasteros
	2	Ayudantes
6- CUADRILLA MECANIZADA	1	Capataz
	2	Ayudantes
7- SERVICIO GENERALES	1	Supervisor
	3	Ayudantes
8- CONTROL DE CALIDAD	1	Supervisor
	3	Ayudantes
9- INTERVENTORIA	1	Ingeniero
10- DIRECCION TECNICA	1	Ingeniero
11- ADMINISTRACION		Personal Administrativo

TABLA 16. Personal para la construcción

5.2 MATERIAL

El acero utilizado para el forro exterior del casco es un acero naval cuya especificación técnica es ASTM A131, usando espesores de 1/2" en la traca de quilla o 12mm, las tracas intermedias en 3/8" o 9,53mm, las tracas de obra muerta en 5/16" o 7,9mm cerrando con la traca superior en 3/8".

En la estructura interna se usan mamparos estancos en 5/16" y el resto de mamparos o divisiones transversales en 1/4".

Todo lo que es cuadernas, baos, longitudinales, palmejares, son en acero estructural A36. La cubierta principal es en $5/16"$, la cubierta de fondo y las otras cubiertas son en $1/4"$, y la súper estructura es en $1/4"$.

6 IMPACTO AMBIENTAL

Los principales impactos ambientales causados por buques se deben a:- petróleo y sus derivados, así como gases de combustión

- cargamentos peligrosos, sólidos y líquidos, y residuos de los mismos
- residuos de operación
- aguas residuales
- abrasión de pinturas tóxicas.

Si los buques se proyectaran como sistemas cerrados, los vertidos y las emanaciones podrían reducirse considerablemente, a condición de que existan las correspondientes instalaciones de eliminación de residuos en los puertos de escala.

El impacto ambiental causado por los buques puede minimizarse, especialmente si, además de la observación de las normas tecnológicas y de construcción, quedara asimismo garantizada la correspondiente infraestructura administrativa y técnica en tierra.

Para la prevención de accidentes, se precisan instalaciones de ayuda a la navegación y señales marítimas en todas las aguas navegables del puerto, vías marítimas, aguas costeras y alta mar frente al puerto.

Además, hay que garantizar que sean conocidos los calados mínimos de las aguas y que, en caso necesario, se tomen otras medidas de defensa costera y protección de las aguas navegables (límites de velocidad, construcciones de defensa costera, cierre de zonas de protección especial, etc.).

7 ANALISIS DE GÉNERO

		GÉNERO FEMENINO	GÉNERO MASCULINO
ACCESO A	Información	si	si
	Recursos	si	si
	Beneficios	si	si
PARTICIPACIÓN EN	proceso de consulta y comunicación	si	si
	Diseño de proyectos	si	si
	Ejecución de proyectos	si	si
	Manejo de recursos	si	si
	Toma de decisiones	si	si
CONTROL SOBRE	Recursos	si	si
	Beneficios	si	si
	Proceso	si	si

TABLA 17. Análisis de género

8 CONCLUSIONES

Después de realizar el análisis y evaluación para el dimensionamiento del casco de un remolcador interoceánico y su sistema propulsor, puedo concluir:

- Es viable la construcción del casco interoceánico y su sistema propulsor, debido a la demanda que existe actualmente en nuestro país.
- Cartagena es una ciudad estratégica para la puesta en marcha de este proyecto.
- Competir con calidad, innovación y tecnología permitirá la conquista del mercado local con la posibilidad de expansión.
- La interacción con el cliente nos permitirá brindarle una atención personalizada atendiendo sus necesidades primarias, con el fin de que el resultado final sea el esperado.
- La metodología utilizada para el diseño permite verificar continuamente los valores de las dimensiones principales del remolcador que a su vez estas permiten el diseño de los sistemas principales del mismo.
- Partiendo de una dimensión tal como, eslora, manga o calado, ó, de una necesidad del armador como lo es el bollard pull se puede crear un diseño versátil.

9 RECOMENDACIÓN

Debido al desarrollo de nuestro país, con respecto a la industria naval, se recomienda explotar el campo naval, con ayuda del gobierno que incentive estos proyectos, financiándolos y respaldándolos, así como las universidades pueden empezar a explorar la ingeniería naval, ya que en Colombia solo hay una universidad que tiene esta carrera.

También se recomienda que los estudiantes investiguen sobre el campo naval, ya que permitiría líneas de investigación, diseños y construcciones que podrían ubicarse a nivel internacional generando divisas y poniendo en alto el nombre y la capacidad técnica de Colombia

10 BLIBLIOGRAFIA

1. Mischke, Charles R., Introducción al diseño auxiliado por computadora, Centro Regional de Ayuda Técnica AID, 1971.
2. Alvariño Ricardo, Azpíroz Juan José, Meizoso Manuel.- El Proyecto Básico del Buque Mercante.- Fondo Editorial de Ingeniería Naval. 2007.
3. Paulo F Jose.- Arquitectura Naval, Estabilidad, Calculos y Franco Bordo – Agape estudio Grafico. 1979.
4. Bonilla de la Corte Antonio.- Construcción Naval y Servicios – Editorial san Jose. 2006.
5. Giladorni O. Eduardo.- Manejo del Buque en Aguas Restringidas – La Llave1510. 2006.
6. Mariscal D. Cristobal.- Formulación y Evaluación de Proyectos – Centro de Difusión y Publicaciones de la Espol. 2004.
7. Mariscal D. Cristobal.- Diseño Naval Notas.
8. Delgado L. Luis – de Proa a Popa Equipos en El Barco tomo II – Thomson Editores

9. Martínez. Aparicio O. Magaly INGENIERA Y ARQUITECTA NAVAL notas - 2006